

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en ingeniería mecánica

ESTUDIO CON CFD DE UNA TURBINA FRANCIS DAÑADA EN LOS ÁLABES DEL RODETE



Memoria y anexos

Autor: Albert Muñoz Bolaño
Director: Alfredo Guardo Zabaleta
Convocatòria: Junio 2020



Resum

Aquest projecte consisteix en l'estudi i simulació mitjançant CFD d'una turbina Francis amb danys en les vores de sortida dels àleps del rodet. El principal objectiu d'aquest projecte és veure quins efectes es presenten en el comportament de la turbomàquina quan aquesta conté danys respecte a l'original. Per a la modelització dels danys es modifica la geometria d'un àlep, extraient-li una porció de diferents mesures a la vora de sortida d'aquest, generant dos casos per comparar amb l'original: un cas amb una extracció gran i un altre amb una extracció petita. Es pretén observar aquests efectes en dues parts concretes de la turbomàquina: la zona d'unió entre el distribuïdor i el rodet, per veure si existeixen alteracions en els polsos de pressió deguts al fenomen RSI; i per altra banda, la zona del tub d'aspiració, en recerca de possibles modificacions en el comportament del fluid al llarg d'aquesta.

Per dur a terme el comentat anteriorment, s'extrauran diferents representacions de contorns de pressió, línies de flux i altres paràmetres, a més de les dades obtingudes pels monitors ubicats en diverses posicions en tota la turbomàquina. Aquestes dades seran processades per poder dur a terme les comparacions, observant els senyals de pressió amb els seus respectius espectres de freqüències.

Finalment, mitjançant l'obtenció i comparació de dades, es pot concloure que, pel tipus de dany simulat, la zona del tub d'aspiració és la més afectada, presenciant grans canvis en el comportament del flux, polsos de pressió i freqüències característiques. En general, la turbina amb els majors danys presenta una pèrdua de potència propera al 10%.

Resumen

Este proyecto consiste en el estudio y simulación mediante CFD de una turbina Francis con daños en los bordes de salida de los álabes del rodete. El principal objetivo de este proyecto es ver qué efectos se presentan en el comportamiento de la turbomáquina cuando ésta contiene daños respecto a la original.

Para la modelización de los daños se modifica la geometría de un álabe, extrayéndole una porción de diferentes tamaños en el borde de salida de éste, generando dos casos para comparar con el original: un caso con una extracción grande y otro con extracción pequeña. Se pretende observar los efectos provocados por estos daños en dos partes concretas de la turbomáquina: la zona de unión entre el distribuidor y el rodete para ver si existen alteraciones en los pulsos de presión debidos al fenómeno RSI, y por otro lado la zona del tubo de aspiración, en busca de posibles modificaciones en el comportamiento del fluido a lo largo de éste.

Para llevar a cabo lo comentado anteriormente, se extraerán diferentes representaciones de contornos de presión, líneas de flujo y otros parámetros, además de los datos obtenidos por los monitores ubicados en diversas posiciones en toda la turbomáquina. Estos datos serán procesados para poder llevar a cabo las comparaciones observando las señales de presión con sus respectivos espectros de frecuencias.

Finalmente, mediante la obtención y comparación de datos, se concluye que, para el tipo de daño simulado, la zona del tubo de aspiración es la que se ve más afectada, presenciando grandes cambios en el comportamiento del flujo, pulsos de presión y frecuencias características. En general, la turbina con los mayores daños presenta una pérdida de potencia cercana al 10%.

Abstract

This project consists of the study and simulation by CFD of a Francis turbine with damage to the trailing edges of the impeller blades. The main objective of this project is to see what effects occur in the behavior of the turbomachine when it contains damage compared to the original.

It is intended to observe these effects in two specific parts of the turbomachinery: the junction area between the distributor and the impeller to see if there are alterations in the pressure pulses due to the RSI phenomenon, and on the other hand the area of the suction tube, in looking for possible changes in the behavior of the fluid along it.

To carry out the above, different representations of pressure contours, flow lines and other parameters will be extracted, in addition to the data obtained by the monitors located in various positions throughout the turbomachine. This data will be processed in order to carry out the comparisons by observing the pressure signals with their respective frequency spectra.

Finally, it is concluded that, for the type of simulated damage, the area of the draft tube is the most affected, witnessing large changes in flow behaviour, pressure pulses and characteristic frequencies. In general, the turbine with the greatest damage has a power loss of around 10%.

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer primeramente a la universidad, al departamento de Fluidos y en especial a mi tutor Alfredo Guardo por proporcionarme los recursos necesarios y toda la ayuda necesaria para la realización de este proyecto.

Agradecer también a toda mi familia, por apoyarme durante todos estos años de carrera y realización de este proyecto y, desgraciadamente, a los que ya no están.





Glosario

σ	Coeficiente de Thoma	
σ_c	Coeficiente crítico de cavitación	
ω	Velocidad de giro	[rad/s]
P_B	Presión interna burbuja	[Pa]
P_∞	Presión del fluido	[Pa]
ρ_L	Densidad líquido	[kg/m ³]
R_b	Radio de la burbuja	[μ m]
ν_L	Viscosidad cinemática fluido	[m ² /s]
S	Tensión superficial burbuja	[N/m]
H	Salto Neto	[m]
E	Energía específica	[Nm/kg]
Q	Flow rate	[m ³ /s]
R	Radio externo rodete	[m]
h_f	Altura de pérdidas	[m]
f_p	Frecuencia pulsos de presión	[Hz]
f_n	Frecuencia rotación	[Hz]
f_s	Frecuencia de pulsos Stator	[Hz]
f_r	Frecuencia de pulsos Rotor	[Hz]
z_b	Nº Álabes Rotor	
z_v	Nº Álabes Stator	
Δt_{RSI}	Periodo pulsos de presión global	[s]

$x(t)$	Señal original	
$X(f)$	Señal frecuencial	
RMS	Root Mean Square	
RSI	Rotor – Stator interaction	
FFT	Fast Fourier Transform	
NPSH	Net Positive Suction Head	[m]
DNS	Direct numerical simulation	
LES	Large Eddy Simulation	
DES	Detached Eddy Simulation	
RANS	Reynolds - Averaged Navier – Stokes	
SST	Shear Stress Transport	

Índice de figuras

Figura 1.1 Mix eléctrico global	1
Figura 1.2 (Izquierda) Central bombeando agua (Derecha) Central operando como turbina. (Fuente: http://voith.com/)	2
Figura 1.3 Representación de la cantidad de generación energética a lo largo del día. [3]	3
Figura 1.4 Vista seccionada instalación turbina Francis con elementos principales numerados. (Fuente: http://voith.com/)	5
Figura 1.5 Izquierda: Álabes turbina Francis. Derecha: Álabes rodete reversible. (Fuente: https://www.ntnu.edu/)	6
Figura 1.6 Cuatro cuadrantes característicos de un rodete reversible, por Q. Liang, J. Fan y Q. Shi [4].	7
Figura 1.7 Forma S de la inestabilidad de un rodete reversible en el modo de generación [8].	8
Figura 1.8 Geometría del rodete a simular.	8
Figura 1.9 Diagrama de fases del agua. Línea roja horizontal representa proceso de evaporación incrementando temperatura a presión constante. Línea roja vertical representa la cavitación, evaporando agua debido a presión inferior a la de vapor a temperatura constante.	10
Figura 1.10 De izquierda a derecha: Cavitación en una hélice por creación de vórtice en la punta de los álabes, cavitación por efecto Venturi, cavitación salida turbina Francis. Autor: Hitoshi Soyama.	10
Figura 1.11 Variación de presión a lo largo del recorrido reflejando la formación e implosión de las cavidades.[9].	11
Figura 1.12 (izquierda) evolución implosión burbuja (derecha) fotografía burbuja implosionando.[10][11].	11

Figura 1.13 Contorno de velocidades en función del tiempo (Izquierda); trayectorias fluido sobre burbuja (derecha).[11].	12
Figura 1.14 Representación de la evolución del radio de la burbuja en función del tiempo.[12].	12
Figura 1.15 Tamaño de las zonas propensas a la presencia de cavitación en el álabe del rodete.[14]	15
Figura 1.16 De izquierda a derecha: leading edge cavitation, travelling bubble cavitation, draft tube swirl.[13].	15
Figura 1.17 De izquierda a derecha: Baja carga, punto de trabajo, carga superior, carga completa, T. Neidhardt, 2017.	15
Figura 1.18 Representación velocidades rotación vórtice de salida.[15]	15
Figura 1.19 Representación de los diferentes tipos de cavitación en función de los coeficientes de altura y flujo. 1: Cavitación borde de entrada álabe lado succión. 2: Cavitación borde entrada álabe lado presión. 3: Cavitación entre álabes. 4: Cuerda de cavitación.[16].	16
Figura 1.20 Alturas trabajo turbina reacción.	17
Figura 1.21 Coeficiente de cavitación en función de la velocidad específica de rotación.[17].	18
Figura 1.22 Contornos de volumen de vapor a diferentes cargas.[19].	19
Figura 1.23 Casos reales de rodets con daños en la salida de los álabes.[20].	19
Figura 3.1 Contornos de presión producidos por el fenómeno RSI.[24].	25
Figura 3.2 (Arriba) Karman Street Vortex (Abajo) Vórtices generados por entrada en pérdida del perfil.[25].	26
Figura 3.3 Distorsión del flujo debido al fenómeno RSI.[24].	27
Figura 3.4 Secuencia de interacción debido al fenómeno RSI.[22].	29
Figura 3.5 Tabla de Interacciones debidas al fenómeno RSI.[22].	29

Figura 3.6 Distribución de presión en el rodete debido al fenómeno RSI. [22].	30
Figura 3.7 nº nodos posibles según tipo de elemento 2D.	31
Figura 3.8 nº nodos posibles según tipo de elemento 3D.	32
Figura 3.9 Ejemplo malla estructurada.	32
Figura 3.10 Ejemplo malla no estructurada.	33
Figura 3.11 Representación de malla híbrida sobre un perfil aerodinámico.	33
Figura 3.12 Calidad ortogonal del mallado.	34
Figura 3.13 Criterio de deformación del mallado.	34
Figura 3.14 Representación ratio de aspecto.	35
Figura 3.15 Perfil de velocidades próximo a una superficie con condición de no deslizamiento. (Fuente: https://www.fluidmechanics101.com/)	36
Figura 3.16 a) Malla refinada en la que se resuelve todo el perfil. b) Aproximación no lineal utilizando funciones de pared. (Fuente: https://www.fluidmechanics101.com/).	36
Figura 3.17 Curva experimental perfil de velocidades en función de la distancia normal adimensional a la pared. (Fuente: https://www.fluidmechanics101.com/).	37
Figura 3.18 Secciones que componen la curva experimental del perfil de velocidades cercano a una pared. (Fuente: https://www.fluidmechanics101.com/)	37
Figura 3.19 Resolución de la capa límite ubicando primera celda en la subcapa viscosa. (Fuente: https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394)	38

Figura 3.20 Cálculo capa límite con funciones de pared ubicando primera celda en la región logarítmica.

(Fuente: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>)

39

Figura 3.21 Breve explicación de los términos de la ecuación de Navier-Stokes. 43

Figura 3.22 Contorno de velocidades en una simulación DNS de un chorro. 44

Figura 3.23 Contorno de velocidades en una simulación LES de un chorro. 45

Figura 3.24 Fluctuaciones de la variable velocidad en función del tiempo en un punto específico.[29]. 46

Figura 3.25 Representación de una partícula con desplazamiento ascendente con velocidad v' a través de un diferencial de superficie, y con una velocidad horizontal u' . [29]. 47

Figura 3.26 Contorno de velocidades en una simulación RANS de un chorro. 49

Figura 3.27 Ejemplo de combinación de modelos de turbulencia distintos. Para optimizar el tiempo de simulación se utiliza un modelo RANS en la mayor parte del perfil alar, mientras que en la zona del borde de salida y el flap, dónde se pueden generar gradientes de presión adversos y separaciones de la capa límite se emplea un modelo LES. 49

Figura 3.28 Izquierda: Distribución piramidal de los modelos de turbulencia según diferentes criterios. Derecha: Esquema ramificado con las diferentes técnicas CFD y modelos de turbulencia. (Fuente: <https://allaboutcfd-tomersblog.com/>). 50

Figura 3.29 Relación de una función en el dominio del tiempo (rojo) con la misma función en el dominio de la frecuencia (azul). 54

Figura 3.30 Representación nota musical violín: (Izquierda) Señal en el dominio del tiempo. (Derecha) Espectro de frecuencias de la señal. 54

Figura 4.1 Dimensiones del distribuidor a escala. 58

Figura 4.2 Dimensiones del rodete a escala y vista inferior. _____	59
Figura 4.3 Vista de perfil seccionada y vista isométrica/superior seccionadas. _____	59
Figura 4.4 Vista inferior y detallada de los daños en el álabe: (Izquierda) Dañado grande, (Derecha) Dañado pequeño. _____	60
Figura 4.5 Vista alzado, planta e isométrica con las dimensiones del tubo de aspiración. _____	61
Figura 4.6 Vistas de los tres elementos ensamblados. _____	62
Figura 4.7 Conjunto de "virtual topology" aplicado en los álabes fijos y móviles del distribuidor. _____	63
Figura 4.8 Cuerpo en el que se ha aplicado el control de mallado. _____	63
Figura 4.9 Zonas de aplicación del control de mallado en álabes del distribuidor. _____	64
Figura 4.10 Zonas de aplicación del control de mallado en entrada y salida del distribuidor. _____	64
Figura 4.11 Zona de aplicación del control de mallado. Borde de salida del álabe fijo. _____	64
Figura 4.12 Zona de aplicación del control de mallado en los álabes del distribuidor. _____	65
Figura 4.13 De izquierda a derecha y orden descendiente: Guide Vanes, Stay Vanes, paredes Stator, cuerpo Stator, Inlet/Outlet Stator. _____	66
Figura 4.14 Vista general y detallada del mallado en el distribuidor. En la imagen inferior se aprecia el control de mallado "inflation" y el control de curvatura para poder captar el comportamiento en los bordes de ataque y salida de los álabes. _____	67
Figura 4.15 Calidad mallado en el distribuidor según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite. _____	68
Figura 4.16 Zonas del rodete en las que se ha aplicado "virtual topology". _____	69
Figura 4.17 Zona de aplicación control de mallado en el rodete. _____	69

- Figura 4.18 Zonas de aplicación del control de mallado en el rodete. Entrada y salida del fluido. 70
- Figura 4.19 Zona de aplicación del control de mallado. Bordes superiores de los álabes del rodete.70
- Figura 4.20 Zona de aplicación del control de mallado en el rodete. Superficies de los álabes. ____ 71
- Figura 4.21 Zonas de aplicación del control de mallado en los bordes de entrada y salida de los álabes.
_____ 71
- Figura 4.22 Zona de aplicación del mallado en los bordes de los inferiores de los álabes del rodete.72
- Figura 4.23 Zonas de aplicación del control de mallado. Superficies de los álabes del rodete. ____ 72
- Figura 4.24 De izquierda a derecha y orden descendente: Inlet/Outlet, Álabes, Paredes Rotor, Cuerpo Rotor. _____ 73
- Figura 4.25 Vista general y de detalle del mallado en el rodete. En la segunda imagen se aprecia el refinamiento de la malla en la superficie y borde salida de los álabes. _____ 74
- Figura 4.26 Vista detallada del refinamiento en la superficie y borde de entrada de los álabes. _ 75
- Figura 4.27 Vistas de sección del rodete con representación 3D de los elementos de mallado. _ 75
- Figura 4.28 Calidad mallado en el rodete según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite._ 76
- Figura 4.29 Zona de aplicación del control de mallado en el tubo de aspiración. _____ 77
- Figura 4.30 Zonas de aplicación del control de mallado. Conjunto de paredes del tubo. _____ 77
- Figura 4.31 De izquierda a derecha y orden descendente: Inlet, Outlet, Paredes tubo, Cuerpo tubo.78
- Figura 4.32 Vista general y detallada 3D de los elementos de mallado y el refinamiento aplicado en las paredes del tubo. _____ 79

Figura 4.33 Calidad mallado del tubo de aspiración según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite.	80
Figura 4.34 Representación vectorial de la entrada del fluido en el distribuidor.	84
Figura 4.35 (Izquierda) Interface Rotor -Tubo. (Derecha) Interface Stator - Rotor.	86
Figura 4.36 Distribución de los monitores de presión ubicados en el distribuidor y el rodete.	86
Figura 4.37 Distribución de los monitores ubicados en el tubo de aspiración. En disposición vertical descendente, monitores: 7, 8, 9, 10, 11. En disposición horizontal, de pared hacia centro, monitores: 1, 2, 3.	87
Figura 4.38 Distribución monitores de presión en la salida del tubo de aspiración. Ubicados en la proximidad de la pared del tubo y de izquierda a derecha, monitor: 4, 5, 6.	88
Figura 5.1 Señales de presión en el distribuidor en el caso sin daños.	96
Figura 5.2 Espectro de frecuencias monitores del distribuidor caso sin daños.	97
Figura 5.3 Frecuencias teóricas y modos de vibración.	97
Figura 5.4 Contornos de presiones en el distribuidor y rodete. La segunda imagen es mostrada únicamente para visualizar los pulsos de presión.	98
Figura 5.5 Señales de presión en el rodete caso sin daños.	99
Figura 5.6 (Izquierda) Espectro de frecuencias Rotor 1 caso sin daños. (Derecha) Contornos de presión absoluta en el rodete.	99
Figura 5.7 Contornos de presión total en el rodete caso sin daños.	100
Figura 5.8 Señal del Lift Stay Vane y Guide Vane caso original.	101
Figura 5.9 Espectros de frecuencias de Lift en Stay Vane y Guide Vane en caso sin daños.	102

Figura 5.10 Vistas detalladas contornos de presión total Stay Vanes y Guide Vanes caso sin daños.	102
Figura 5.11 Comparativa señal de Lift Guide Vane y señales de presión Stator caso sin daños.	103
Figura 5.12 Contornos de presión total mostrando monitores Stator 1 y 2 caso sin daños.	104
Figura 5.13 Señales de Drag Stay Vane y Guide Vane y respectivos espectros de frecuencias caso sin daños.	104
Figura 5.14 Vista detallada contornos presión total alrededor de los álabes del distribuidor caso sin daños.	105
Figura 5.15 Señal y espectro de frecuencias coeficiente de Lift en álabe del rotor caso sin daños.	106
Figura 5.16 Señal de momento torsor y su respectivo espectro de frecuencias caso sin daños.	107
Figura 5.17 Señal de potencia caso sin daños.	108
Figura 5.18 Señales de presión monitores 1, 2 y 3 ubicados en el tubo de aspiración.	108
Figura 5.19 Espectro de frecuencias monitor Tubo 2 caso sin daños.	109
Figura 5.20 Señales de presión de los monitores 7, 8, 9, 10 y 11 ubicados en la entrada del tubo de aspiración.	110
Figura 5.21 Espectros de frecuencias de los monitores 7, 8, 9, 10 y 11 ubicados en la entrada del tubo de aspiración.	111
Figura 5.22 Señales de presión monitores 4, 5 y 6 ubicados después del codo del tubo de aspiración.	112
Figura 5.23 Espectro de frecuencias monitor Tubo 4 ubicado justo después del codo del tubo de aspiración.	112
Figura 5.24 Representación vectorial de la velocidad en la entrada del tubo de aspiración. Entrada mayormente axial con una ligera componente tangencial la cual propicia la aparición del vórtice.	113

- Figura 5.25 Izquierda: Isosuperficie ($<80\text{kPa}$) representando las zonas de cavitación en la salida del rodete. Derecha: Isosuperficie ($<40\text{kPa}$) de zonas de baja presión creadas por los vórtices. _____ 113
- Figura 5.26 Regiones de vorticidad en zonas del rodete y tubo de aspiración. _____ 114
- Figura 5.27 Campo vectorial de velocidades entre álabes del rodete en el que se observa el vórtice en el tramo final de éste. _____ 115
- Figura 5.28 Representación con Streamlines de la velocidad. Visualización 3D a lo largo del tubo y 2D en planos de sección del tubo _____ 116
- Figura 5.29 Comparación señales de presión en los monitores del distribuidor entre los casos sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 117
- Figura 5.30 Comparación espectros de frecuencias monitores del distribuidor entre casos sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 118
- Figura 5.31 De izquierda a derecha: Contornos de presión total caso sin daños, dañado pequeño y dañado grande. _____ 118
- Figura 5.32 Izquierda: Comparación señales de presión monitores comunes ubicados en los álabes sin daños para caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación señales de presión entre monitores ubicados en el álabe dañado para casos sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 119
- Figura 5.33 Izquierda: Comparación espectros de frecuencias del monitor común 1 entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación espectros de frecuencia del monitor 1 del caso sin daños y monitor 4 ubicado en el álabe dañado. _____ 120
- Figura 5.34 Comparación coeficientes de Lift del álabe fijo y móvil caso sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 120
- Figura 5.35 Comparación de espectro de frecuencias del coeficiente de Lift de los álabes fijos y móviles entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 121

Figura 5.36 Izquierda: Comparación coeficiente de Lift del álabe normal entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación coeficiente de Lift del álabe contiguo al dañado. 121

Figura 5.37 Izquierda: Comparación coeficiente de Lift en el álabe roto. Derecha: Comparación espectro de frecuencias del coeficiente de Lift del álabe roto entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. 122

Figura 5.38 Contornos de presiones sobre los álabes caso dañado grande. Izquierda: vista superior. Derecha: Vista inferior. 122

Figura 5.39 Contornos de presión total salida del rotor caso dañado grande. 123

Figura 5.40 De izquierda a derecha y arriba a abajo: Álabe dañado grande y contiguo sin daños, contornos de presión, gráficos de presión a lo largo de las superficies de los álabes. 123

Figura 5.41 Comparación señales de momento torsor y potencia entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. 124

Figura 5.42 Comparación espectro frecuencias entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. 124

Figura 5.43 Señales de presión monitores 7 y 8 ubicados en el tubo de aspiración. 125

Figura 5.44 Espectro de frecuencias monitor Tubo 7. 126

Figura 5.45 Regiones de vorticidad en la entrada del tubo de aspiración. Izquierda: Caso sin daños. Derecha: Caso dañado grande. 126

Figura 5.46 Señales de presión de los monitores Tubo 1 y 2 de los casos sin daños, dañado pequeño y grande. 127

Figura 5.47 Representación vectorial de velocidad en la salida del álabe. De izquierda a derecha y de arriba a abajo: Álabe sin daños, dañado pequeño y dañado grande. 127

Figura 5.48 Comparación espectro de frecuencias del monitor Tubo 1. 128

Figura 5.49 Contornos de presión en la entrada del tubo de aspiración. En orden descendente niveles a alturas de los monitores 7 a 11. De izquierda a derecha: Caso sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 129

Figura 5.50 Caso dañado grande: contornos de presión estática ubicados en la misma cota que los monitores y representación del vórtice desprendido por el álabe dañado. _____ 130

Figura 5.51 Señal de presión y espectro de frecuencias del monitor Tubo 4 de los casos sin daños, dañado pequeño y grande. _____ 130

Índice de tablas

Tabla 1.1 Componentes principales y respectiva función en modo generación/bombeo. _____	4
Tabla 3.1 Frecuencias teóricas debidas a RSI _____	27
Tabla 4.1 Parámetros mallado Body Sizing-Stator _____	63
Tabla 4.2 Parámetros mallado Face Sizing álabes distribuidor. _____	64
Tabla 4.3 Parámetros mallado Face Sizing Inlet/Outlet Distribuidor. _____	64
Tabla 4.4 Parámetros mallado Face Sizing borde salida de los álabes fijos. _____	64
Tabla 4.5 Parámetros mallado inflation álabes del distribuidor. _____	65
Tabla 4.6 Calidad mallado del distribuidor. _____	68
Tabla 4.7 Parámetros mallado Body Sizing Rodete. _____	69
Tabla 4.8 Parámetros mallado Face Sizing Inlet/Outlet Rodete. _____	70
Tabla 4.9 Parámetros mallado Edge Sizing en los bordes superiores de los álabes del rodete. ____	70
Tabla 4.10 Parámetros mallado Face Sizing en las superficies de los álabes del rodete. _____	71
Tabla 4.11 Parámetros mallado Edge Sizing borde entrada y salida de los álabes. _____	71
Tabla 4.12 Parámetro mallado Edge Sizing bordes inferiores de los álabes del rodete. _____	72
Tabla 4.13 Parámetros mallado Inflation en los álabes del rodete. _____	72
Tabla 4.14 Calidad de mallado del rodete. _____	76
Tabla 4.15 Método de mallado Patch conforming para el distribuidor. _____	77
Tabla 4.16 Parámetros mallado Inflation Tubo aspiración. _____	77

Tabla 4.17 Calidad mallado tubo de aspiración. _____	80
Tabla 4.18 Parámetros para análisis de flujo no estacionario. _____	82
Tabla 4.19 Parámetros del dominio especificando propiedades del fluido y tipo de flujo. _____	83
Tabla 4.20 Parámetros de entrada del fluido en el distribuidor. _____	84
Tabla 4.21 Parámetros de salida del flujo en el tubo de aspiración. _____	85
Tabla 4.22 Coordenadas monitores comunes entre casos, variable a medir y método. _____	90
Tabla 4.23 Expresiones para cálculo de Lift y Drag para caso sin daños. _____	90
Tabla 4.24 Coordenadas monitores caso sin daños, variable a medir y método. _____	91
Tabla 4.25 Expresiones para cálculo de Lift y Drag para casos dañados pequeño y grande. _____	92
Tabla 4.26 Coordenadas monitores caso dañado pequeño y grande, variable a medir y método. _____	93
Tabla 6.1 Cálculos impacto medioambiental. _____	134





Índice

RESUM	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	V
GLOSARIO	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABLAS	XXI
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Central hidroeléctrica	2
1.1.1. Componentes principales	3
1.1.2. Rodete bomba turbina reversible	6
1.2. Cavitación	9
1.2.1. Fenómeno de la cavitación	9
1.2.2. Aspectos físicos Cavitación	9
1.2.3. Tipos de cavitación	13
1.2.4. Tipos de cavitación en turbinas Francis	14
1.2.5. Daños debidos a la cavitación	19
1.3. Estado del arte	21
1.3.1. Tesis: On the changes in Dynamic behavior produced by the hydraulic turbine runner damage	21
1.3.2. Artículo: Failure investigation of a large pump-turbine runner	21
2. JUSTIFICACIÓN	23
2.1. Motivación	23
2.2. Objetivos del proyecto	23
2.3. Alcance del proyecto	24
3. MARCO TEÓRICO	25
3.1. RSI (Rotor-Stator interaction)	25
3.1.1. Cálculo frecuencias teóricas	27
3.2. Modelos numéricos y computacionales	31
3.2.1. Discretización geométrica	31

3.2.2.	Discretización de las ecuaciones.....	39
3.2.3.	Dinámica de fluidos computacional (DFC).....	39
3.3.	Tratamiento de señales	51
3.3.1.	Transformada de Fourier	51
4.	METODOLOGÍA	57
4.1.	Preproceso	58
4.1.1.	Mallado	62
4.2.	Simulación.....	81
4.2.1.	Tipo de análisis	81
4.2.2.	Dominios del Stator, rotor y tubo de aspiración	82
4.2.3.	Interfaces.....	85
4.2.4.	Monitores.....	86
4.2.5.	Monitores comunes.....	88
4.2.6.	Expresiones y monitores para caso sin daños	90
4.2.7.	Expresiones y monitores para caso dañado pequeño y grande	92
4.2.8.	Solver Control.....	93
4.3.	Postprocesado	93
5.	RESULTADOS	95
5.1.	Validación y resultados caso sin daños.	95
5.2.	Comparación caso sin daños – dañados	117
6.	IMPACTO AMBIENTAL	133
	CONCLUSIONES	135
	ESTUDIO ECONÓMICO	137
	PLAN DE TRABAJO	138
	BIBLIOGRAFÍA	141
	ANEXO A. CALIDAD MALLAS CASO DAÑADO PEQUEÑO Y GRANDE	145
	ANEXO B. SEÑALES DE PRESIÓN Y ESPECTROS DE FRECUENCIAS CASO SIN DAÑOS.	147
	ANEXO C. SEÑALES DE PRESIÓN Y ESPECTROS DE FRECUENCIAS CASO DAÑADO PEQUEÑO	155

ANEXO D. SEÑALES DE PRESIÓN Y ESPECTROS DE FRECUENCIAS CASO DAÑADO GRANDE._____ **165**

1. Introducción

Si bien es cierto que las fuentes de energía renovables han existido a lo largo de la historia, es ahora cuando es cada vez más importante su presencia dentro de la generación de energía, y dotándola de una buena base para una potente proyección de cara al futuro con dos claros objetivos: reducir emisiones de gases de efecto invernadero y disminuir la dependencia de combustibles fósiles. Debido a los grandes incrementos de demanda energética, aproximadamente de un 70% hasta 2040 tal y como explica la Agencia Internacional de la Energía (AIE), es de vital importancia que un gran porcentaje de ésta corresponda al sector de energías renovables. Dentro de las diferentes energías renovables existentes y con mayor presencia, la energía hidroeléctrica es una de las fuentes de energía o recurso energético que ha sido primordial a lo largo de la historia, es por ello que hoy día este tipo de energía tiene una posición muy importante en el ámbito de las energías renovables. Con el paso de los años, gracias al continuo estudio y todos los avances tecnológicos, se ha conseguido que este tipo de recursos que requieren un gran nivel de infraestructura sean cada vez más accesibles a todo tipo de Estados, consiguiendo que cerca de un 20% de la electricidad mundial producida sea gracias a este tipo de recursos, según el programa Mundial de Evaluación de los Recursos Hídricos (WWAP) [1].

En la siguiente figura, obtenida de un informe sobre el estado de la energía hidroeléctrica realizado por international hydropower association [2], se muestran los porcentajes de la contribución a la generación eléctrica de las diferentes fuentes renovables.

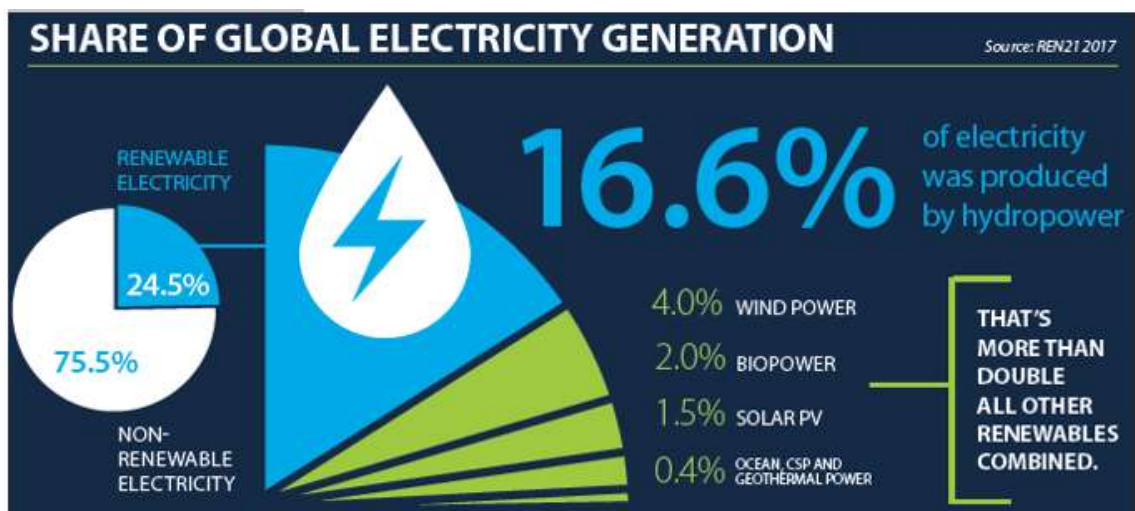


Figura 1.1 Mix eléctrico global

Este tipo de energía renovable, aun siendo una de las más baratas, uno de los aspectos más importantes es el rendimiento general de toda la central, siendo imprescindible estudiar desde la máxima energía extraíble de los cauces disponibles hasta la perfecta configuración y diseño de las turbinas dependiendo de las condiciones de trabajo de cada situación. En el momento que se pierda la armonía en lo que a pérdidas de eficiencia o rendimiento del conjunto se refiere, se generarán una gran cantidad de pérdidas económicas.

De todas las posibles causas de pérdida de eficiencia, una de ellas es debida a la erosión y consiguiente pérdida de material o roturas en los álabes del rodete producido por la cavitación, fenómeno presente prácticamente en todos los ámbitos en presencia de agua y que es deseable evitar el cual será explicado a continuación.

1.1. Central hidroeléctrica

Una central hidráulica consiste en un conjunto de instalaciones y equipos, necesarios para la manipulación de los caudales de agua generados por un salto de agua, que transforman de la energía potencial y cinética de estos caudales en energía mecánica para finalmente convertirla en energía eléctrica.

El tipo de central a estudiar consiste en una central reversible, la cual se basa en una central hidroeléctrica común, aprovechando la energía potencial del agua situada en reservorios en cotas superiores a dicha central, para convertirla en energía eléctrica mediante el uso de una turbomáquina unida a un alternador, pero a su vez, también tiene la capacidad de operar como una estación de bombeo, aumentando la energía potencial del agua impulsándola mediante la misma turbomáquina hacia el reservorio pero esta vez consumiendo energía eléctrica.

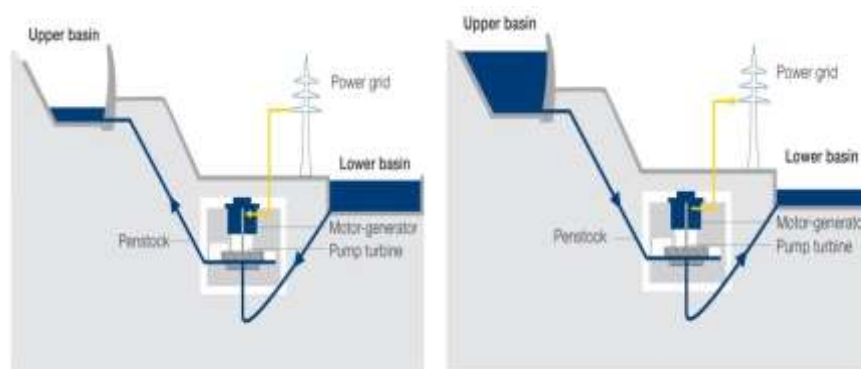


Figura 1.2 (Izquierda) Central bombeando agua (Derecha) Central operando como turbina. (Fuente: <http://voith.com/>)

Este tipo de prácticas son llevadas a cabo para ayudar a adaptar la generación de energía a la curva de demanda de forma precisa, consiguiendo mejorar los rendimientos en lo que a generación de energía eléctrica se refiere y sin que existan grandes desviaciones en lo que respecta a los 50 Hz de frecuencia de la red. Estas centrales, a diferencia de las nucleares o térmicas, tienen una respuesta frente a la variación de carga bastante rápida y pueden variar con facilidad la cantidad de energía generada. Es por ello, que a medida que la demanda eléctrica va cambiando, en las horas valle (poca demanda) existe una gran cantidad de energía sobrante, la cual es muy difícil de almacenar en grandes cantidades, y ésta es empleada para “almacenarla” haciendo operar a la central hidroeléctrica como bomba de agua, mientras que cuando se presenten las horas pico y la demanda de energía sea máxima, las turbomáquinas operarían como turbinas, aportando toda la energía acumulada previamente.

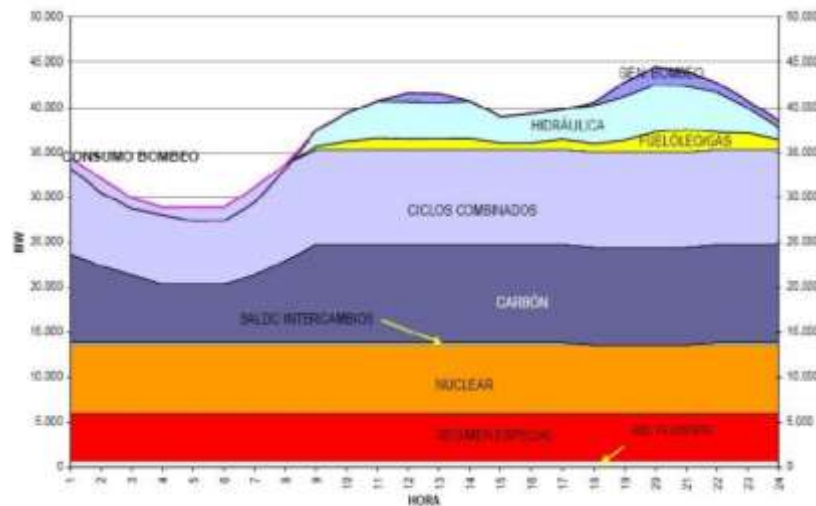


Figura 1.3 Representación de la cantidad de generación energética a lo largo del día. [3]

1.1.1. Componentes principales

Los principales componentes de este tipo de central son prácticamente similares a una central únicamente generadora, exceptuando el rodete, el cual no pertenece exactamente al segmento de las turbinas Francis, sino que está considerado como bomba-turbina o también conocido en inglés como reversible pump-turbine (RPT) o pump as a turbine (PAT).

<i>Componente</i>	<i>Modo Generación</i>	<i>Modo Bombeo</i>
1. Voluta	Mantiene constante el caudal que entra en el rodete mediante la reducción progresiva del diámetro de la espiral.	Convierte la energía cinética generada por el rodete en energía potencial (presión).
2. Álabes fijos	Encargados de dirigir y ordenar el flujo hacia los álabes directrices.	Encargados de dirigir y acomodar el flujo en la dirección de la voluta.
3. Álabes directrices	Encargados de proporcionar el ángulo de entrada del flujo hacia los álabes del rodete.	Encargados de controlar el ángulo del flujo hacia los álabes fijos.
4. Rodete	Convierte la energía cinética y potencial del flujo en energía mecánica proporcionando momento angular al eje.	Convierte la energía mecánica en energía cinética y potencial que recibe el fluido.
5. Tubo de aspiración	Maximiza el salto neto aprovechando la energía cinética en la salida del rodete convirtiéndola en energía potencial.	Dirige el flujo entrante hacia el ojo del rodete.

Tabla 1.1 Componentes principales y respectiva función en modo generación/bombeo.

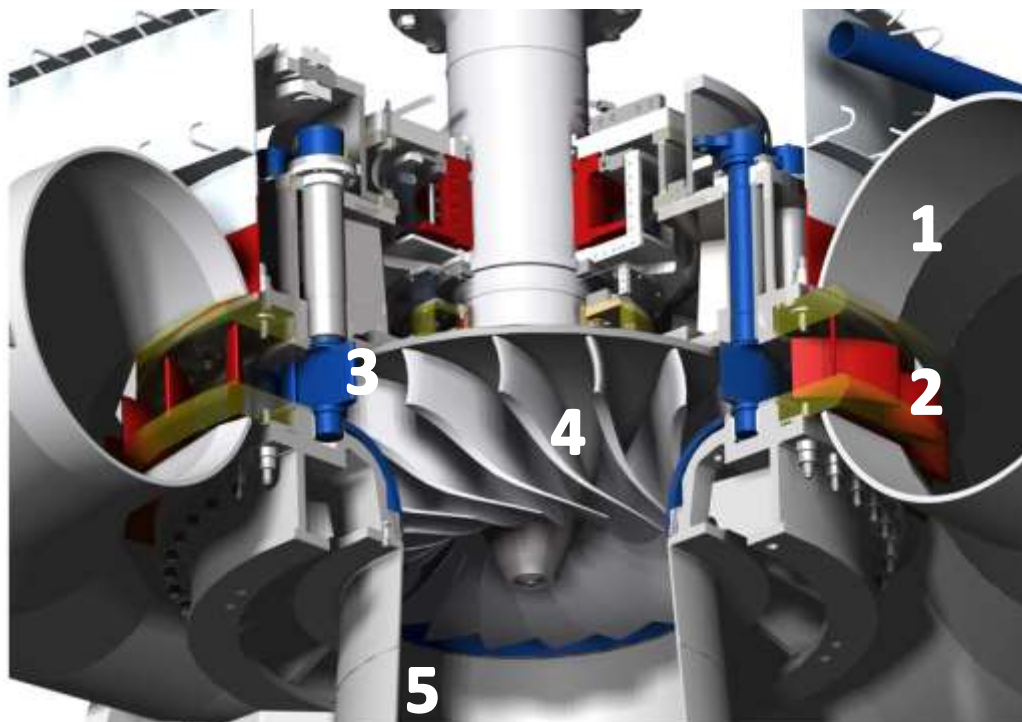


Figura 1.4 Vista seccionada instalación turbina Francis con elementos principales numerados. (Fuente: <http://voith.com/>)

1.1.2. Rodete bomba turbina reversible

El principal motivo del uso de este tipo de rodete se debe a la ventaja de poner disponer de solamente un camino para el flujo de agua para ambos sentidos, frente a los dos caminos necesarios si se realizasen las operaciones de bombeo y generación con una bomba y una turbina independientes. Estos rodetes deben cumplir unos requisitos básicos:

- **Altura de bombeo superior:** Debido a las pérdidas generadas por las canalizaciones, la altura de bombeo debe ser superior a la de generación para poder llevar el agua al reservorio superior.
- **Estabilidad durante bombeo:** La operación de bombeo se debe desarrollar de manera estable para no generar alteraciones u oscilaciones en la red eléctrica.
- **Alta eficiencia generación/bombeo:** Desde el punto de vista económico, ambos modos de funcionamiento deben tener la máxima eficiencia, encontrando siempre el término de equilibrio teniendo en cuenta factores de bombeo y de generación.

Otro aspecto a remarcar de este tipo de rodetes es la diferencia en la cantidad y geometría de los álabes en comparación con un rodete de una turbina Francis convencional. Para poder conseguir una mayor altura de presión en la operación de bombeo, los álabes deben ser prolongados, además de un número inferior para evitar que el flujo de entrada durante el bombeo no sea muy cuarteado o estrecho. Para ganar estabilidad durante el bombeo, la prolongación de los álabes debe ser hacia atrás, correspondiendo con un ángulo de entrada $\beta < 90^\circ$.



Figura 1.5 Izquierda: Álabes turbina Francis. Derecha: Álabes rodete reversible.
(Fuente: <https://www.ntnu.edu/>)

Todas estas diferencias hacen que el rodete trabaje en unas condiciones no óptimas o fuera de diseño durante la fase de generación, disminuyendo así su eficiencia. Donde más se ve reflejado este efecto es en la representación velocidad de giro – caudal característico del rodete, donde se aprecia la conocida curva con forma de S en la zona de inestabilidad en el modo de generación. Más información

respecto a estas curvas y sus efectos en el funcionamiento de la turbina en diferentes condiciones de trabajo puede verse en los estudios realizados [4]–[8].

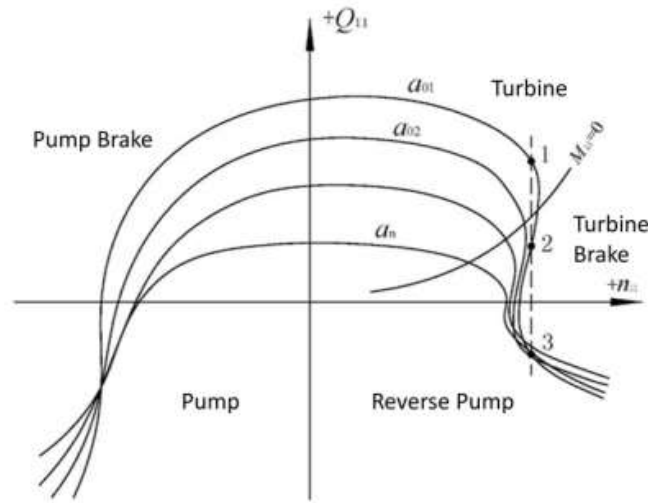


Figura 1.6 Cuatro cuadrantes característicos de un rodete reversible, por Q. Liang, J. Fan y Q. Shi [4].

En la Figura 1.6 se representa el número específico de revoluciones frente al caudal, donde cada línea representa una abertura distinta de los álabes directrices. De izquierda a derecha, los cuadrantes corresponden a: zona de bombeo, con velocidad de rotación del rodete negativa y descarga negativa; frenado de bombeo, con velocidad de rotación del rodete negativa, pero descarga positiva; zona de generación, con velocidad de rotación del rodete y descarga positivas; y zona de bomba inversa, con la particularidad de velocidad de rotación positiva y descarga negativa.

Cuando se opera en modo generación, como es en este caso, debe prestarse atención en la zona de generación, en la cual se concentran las inestabilidades. En ese cuadrante concreto, se observa una zona en la que una ligera variación en el número de revoluciones provocará un gran salto en la cantidad de descarga. Uno de los principales motivos que hace que sea importante esta zona, es la puesta en marcha o sincronización de la turbina, debido a que, tal y como se muestra en la Figura 1.7, la curva que muestra el comportamiento de sincronización (par resistente = 0) cruza justamente por la zona de inestabilidad. Todo ello provoca serios problemas de estabilidad durante el encendido o puesta en marcha.

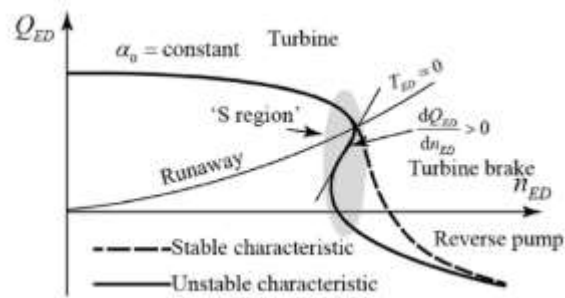


Figura 1.7 Forma S de la inestabilidad de un rodete reversible en el modo de generación [8].

El rodete del cual se va a realizar el estudio es un rodete empleado en una central de tipo reversible, tal y como se ha explicado previamente, ubicada en la zona norte de la comunidad de Cataluña. Consiste en una central que opera gracias al salto de agua de aproximadamente 400 m y un caudal de $125 \text{ m}^3/\text{s}$, generado entre los diversos embalses a diferentes cotas, muy comunes en aquella zona. La turbomáquina a simular tiene una capacidad de producción aproximada de 100 MW, está colocada en disposición vertical, y se estima que la operación de bombeo requiere aproximadamente un 30% más de kW que los generados cuando opera aprovechando el salto de agua (teniendo en cuenta el coste por kW generado en horas pico, la operación es rentable). Respecto a las turbinas, son de tipo Francis e híbridas, es decir sirven para función de turbina y bomba, tal y como se ha explicado previamente. Debido al gran salto de agua y poco caudal, el rodete utilizado es de baja velocidad específica de revoluciones y con una relación entre el ancho de entrada y diámetro de salida bastante pequeño, diseño idóneo para la función de bombeo.

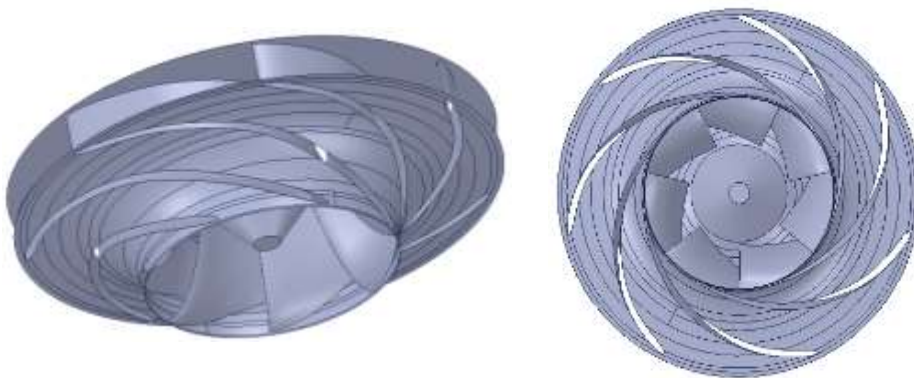


Figura 1.8 Geometría del rodete a simular.

1.2. Cavitación

1.2.1. Fenómeno de la cavitación

La cavitación, junto con el golpe de ariete, es uno de los fenómenos hidrodinámicos más indeseables, el cual puede llegar a acarrear diferentes consecuencias, tales como: erosiones de las superficies del material, incremento de las vibraciones del conjunto y generación de ruido; afectando finalmente a la eficiencia total de la turbina, normalmente debido a daños considerables producidos por este fenómeno. La presencia de la cavitación no es algo que surja de forma aleatoria en cualquier instalación. A la hora de tener que escoger o diseñar una turbina se debe hacer de una manera muy precisa, a partir de: las condiciones del entorno, ubicación, condiciones de trabajo, tipos de saltos; se determinarán diferentes parámetros tales como la velocidad específica, diseño de los álabes, punto de funcionamiento, idóneos para cada caso de manera que se pueda prevenir la aparición de este fenómeno y garantizar así una mayor eficiencia y durabilidad. En la realidad, pese a trabajar con los parámetros y condiciones ideales, puede llegar a aparecer este fenómeno, por ello resulta importante también centrarse en el comportamiento de la cavitación, cómo va influyendo o qué va provocando a lo largo del tiempo y tener herramientas/recursos para poder hacer un seguimiento del estado y llevar a cabo reparaciones o sustituciones en el momento que llegue un punto en el que la acumulación de daños provoque rebasar los valores límite de pérdida de eficiencia.

1.2.2. Aspectos físicos Cavitación

Para entender por qué y cómo se forma este fenómeno, hay que partir de las fases de estado del agua. En este caso nos interesa prestar atención a su estado en función de la presión y temperatura de ésta. En la Figura 1.9 se puede observar cómo en función y variación de estos dos parámetros, puede dar lugar a un cambio de fase. En el caso de instalaciones de turbinas, bombas y similares, se puede considerar que el sistema es isotérmico, prácticamente sin grandes variaciones de la temperatura a lo largo del recorrido y ubicar el punto de trabajo en la zona del gráfico de agua subenfriada o comprimida, ya que la presión estática en el seno del fluido suele ser mayor a la presión de vapor correspondiente a la temperatura fijada. Por lo tanto, si para una temperatura determinada (temperatura de nuestra condición de trabajo) se originan caídas de presión o zonas de baja presión, de manera que ésta esté por debajo de la presión de vapor correspondiente a dicha temperatura, el fluido empezará a evaporarse.

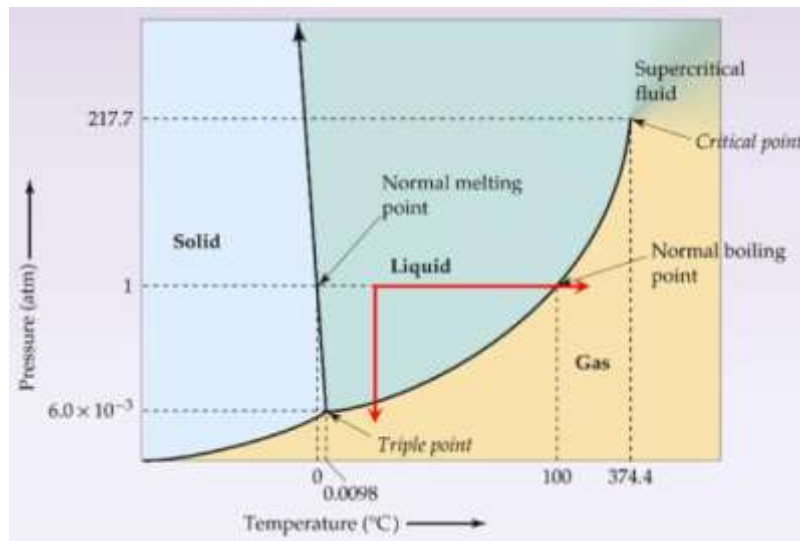


Figura 1.9 Diagrama de fases del agua. Línea roja horizontal representa proceso de evaporación incrementando temperatura a presión constante. Línea roja vertical representa la cavitación, evaporando agua debido a presión inferior a la de vapor a temperatura constante.

Es decir, este efecto consiste en la creación de cavidades de vapor (de ahí el nombre del fenómeno), normalmente en forma de burbujas, en el seno de un fluido en estado líquido cuando se generan grandes diferencias de presión y existen zonas en las que la presión se reduce considerablemente. Estas burbujas normalmente necesitan una superficie para poder nuclearse. Estas grandes variaciones de presión pueden ser producidas por algunos perfiles o álabes pasando a gran velocidad por un fluido, por estrechamientos o reducción de área en un punto concreto de paso de un caudal de fluido (el fluido se acelera al pasar por un estrechamiento por lo tanto su presión se reducirá, tal y como dice el principio de Bernoulli), por conductos de aspiración/succión en bombas y turbinas o en tuberías de trasvase, cuyos conductos alcanzan gran variedad de cotas entre sus picos y valles. En la Figura 1.10 aparecen algunas de las situaciones mencionadas previamente.

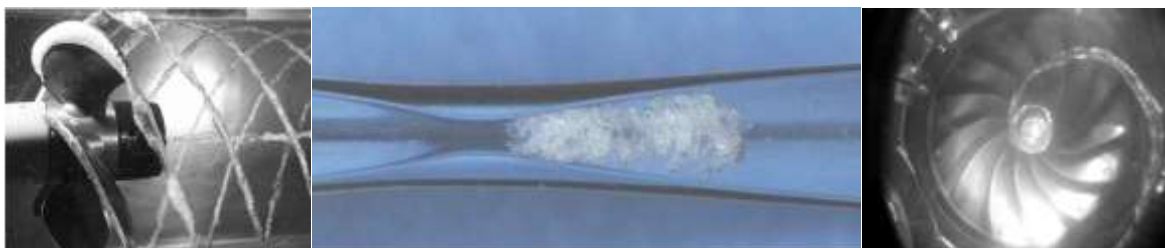


Figura 1.10 De izquierda a derecha: Cavitación en una hélice por creación de vórtice en la punta de los álabes, cavitación por efecto Venturi, cavitación salida turbina Francis. Autor: Hitoshi Soyama.

Este fenómeno consiste en dos fases, donde la primera es la creación de las cavidades, y la segunda, en la que éstas vuelven a pasar de estado gaseoso a estado líquido. Esta segunda fase ocurre cuando las cavidades siguen viajando y desplazándose junto con el fluido saliendo de las zonas de baja presión, hasta que finalmente acaban siendo aplastadas duramente debido a la gran presión que ejerce el resto del fluido sobre estas cavidades, también conocido como implosión. Este aplastamiento genera un aumento considerable de la presión del vapor que se encuentra en el interior de las burbujas, provocando a su vez un aumento de la temperatura de este vapor, pudiendo alcanzar miles de grados y finalmente al colapsar, el vapor libera toda esa energía al fluido en forma de ondas de choque. Este proceso puede verse resumido en la Figura 1.11.

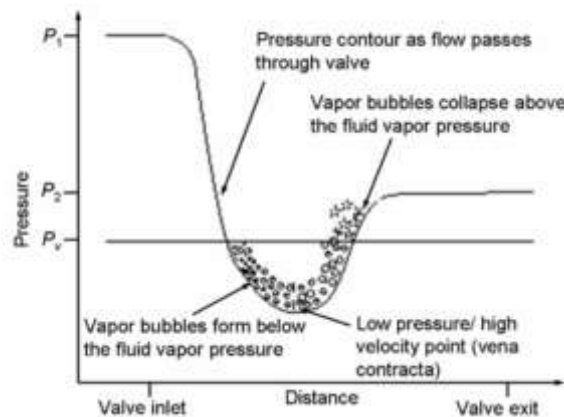


Figura 1.11 Variación de presión a lo largo del recorrido reflejando la formación e implosión de las cavidades.[9].

Para estudiar la mecánica de estas cavidades, se utiliza la ecuación diferencial ordinaria de Rayleigh-Plesset.

$$\frac{P_B(t) - P_\infty(t)}{\rho L} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4v_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2S}{\rho L R} \quad (1.1)$$

En la Figura 1.12 se observa el proceso de aplastamiento de las cavidades.

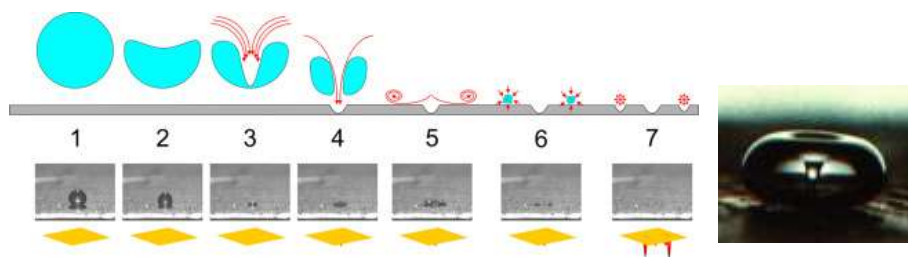


Figura 1.12 (izquierda) evolución implosión burbuja (derecha) fotografía burbuja implosionando.[10][11].

En las burbujas próximas a las superficies, cuando éstas pasan a zonas de presión alta, se empiezan a aplastar bruscamente, generándose un chorro de alta velocidad el cual acaba impactando contra la superficie y la va erosionando. Las ondas de choque que se generan después de la creación del pequeño chorro y de la implosión de la burbuja, sirven como elemento de nucleación para la formación de otras cavidades más pequeñas, provocando una reacción en cadena hasta mitigarse el efecto. Tal y como se explica en [11], en la etapa final el microchorro generado puede alcanzar altas velocidades como las mostradas en la Figura 1.13.

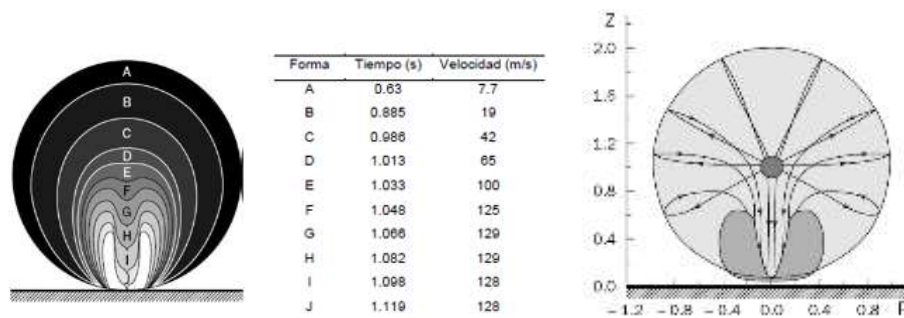


Figura 1.13 Contorno de velocidades en función del tiempo (Izquierda); trayectorias fluido sobre burbuja (derecha).[11].

En la Figura 1.14, extraída de C. Brennen, 2015 [12] se puede apreciar el radio de las burbujas relativo a su radio inicial en función del tiempo, y donde después del primer colapso se ve como vuelve a haber un incremento del radio debido a las ondas de choque.

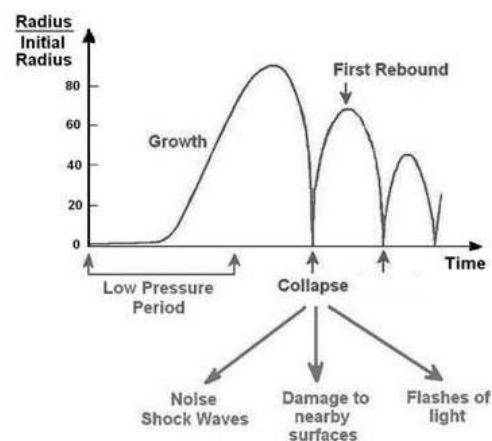


Figura 1.14 Representación de la evolución del radio de la burbuja en función del tiempo.[12].

1.2.3. Tipos de cavitación

En todo tipo de turbinas se debe tener en cuenta la posible aparición de la cavitación, tanto en las Pelton, en las cuales, aunque no aparezca cavitación en el rodete debido a que está a presión atmosférica si puede darse en las agujas de los inyectores, como en las turbinas de reacción. En general la creación de este fenómeno se puede clasificar en tres grupos:

- **Cómo se produce**

- Cavitación de vapor: Como está explicado anteriormente, la que es formada debido a presiones estáticas por debajo de la presión de vapor del fluido o por ondas de presión creadas por ultrasonidos.
- Cavitación gaseosa: Ocurre cuando los fluidos bombeados generan gases o vapores que pueden ser debidos al entrar en contacto con oxígeno u otros agentes.

- **Evolución**

- Incipiente: Instante en el que las cavidades comienzan a ser perceptibles.
- Desarrollada: Instante en el que, debido a una gran cantidad de cavidades generadas, afecta al comportamiento general del flujo.
- Supercavitación: Consiste en el movimiento a gran velocidad en el seno de un fluido haciendo que el fluido que se desplaza a lo largo de su superficie lo haga también a dicha velocidad, provocando que la presión caiga a lo largo de toda la superficie, haciendo que se evapore el fluido y consiguiendo que el objeto se desplace por un medio gaseoso en el que se generará menos fricción.
- Separada: Fase en la que el efecto de la cavitación se va mitigando hasta finalmente desaparecer.

- **Comportamiento**

- Burbujas aisladas: Cuando hay gran densidad de cavidades, también conocido como nube de cavitación.
- Cavitación de lámina o superficie: Las cavidades de vapor se mantienen cerca o pegadas en la cara de succión del álabe.
- Creación de vórtices: En los bordes de los álabes se crean vórtices debido a la diferencia de presiones entre el intradós y el extradós, similar a los que se crean en la punta de las alas de las aeronaves. El seno de estos vórtices es zona de baja presión, y es la que crea la cavitación.

- De estrías: Cavitación en la que la nucleación adapta una forma rectilínea paralela al movimiento del fluido.

1.2.4. Tipos de cavitación en turbinas Francis

En las turbinas Francis se pueden presenciar diversos tipos de cavitación, y cada uno en una posición distinta.

- **Cavitación en extradós**: Normalmente viene dado cuando trabaja con saltos superiores a los de diseño.
- **Cavitación en Intradós**: Parecido al tipo anterior, pero en este caso cuando trabaja con saltos por debajo del de diseño.
- **Cavitación por carga parcial**: Cuando no está operando a plena carga se pueden producir torbellinos que pueden producir cavitación.
- **Cuerda de cavitación**: Cavitación creada debido a la baja presión que se genera en el centro o núcleo del rodete y se desplaza a lo largo del tubo de aspiración. No suele causar erosión, pero si influye mucho en el ruido y las vibraciones que pueden ser transmitidas a todo el conjunto, tanto eje como a elementos aguas arriba. Suele generarse en dos condiciones: cuando trabaja con carga parcial respecto al punto de máxima eficiencia y cuando trabaja con sobrecarga. Atendiendo al artículo [13], en las puntos de trabajo especificados anteriormente, este vórtice adquiere una forma helicoidal y presenta una rotación aproximada de 0,25-0,35 veces la velocidad de rotación del rodete y gira en el mismo sentido que éste. Cuando la turbina opera a carga completa o por encima, se crea lo que se conoce como «torcha», parecido a una cuerda, pero de forma axisimétrica, no helicoidal y girando en sentido opuesto al del rodete. En la Figura 1.18 aparece el vórtice generado a carga parcial.
- **Cavitación vórtices Von Karman**: Los vórtices que se desprenden a la salida de los álabes, pueden generar cavitación.
- **Cavitación álabes directrices**: Si estos álabes no están bien diseñados para su punto de funcionamiento pueden generar cavitación la cual será arrastrada directamente al rodete.

En la Figura 1.15 mostrada en X. Huang, X. Escaler, 2019 aparecen las distintas zonas de un álabe susceptibles de tener presencia de la cavitación [14].

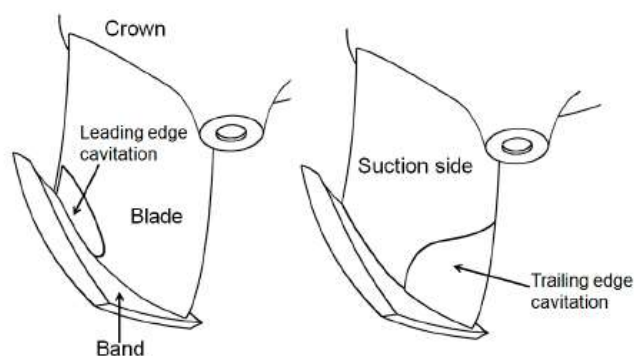


Figura 1.15 Tamaño de las zonas propensas a la presencia de cavitación en el álabe del rodete.[14]



Figura 1.16 De izquierda a derecha: leading edge cavitation, travelling bubble cavitation, draft tube swirl.[13].



Figura 1.17 De izquierda a derecha: Baja carga, punto de trabajo, carga superior, carga completa, T. Neidhardt, 2017.

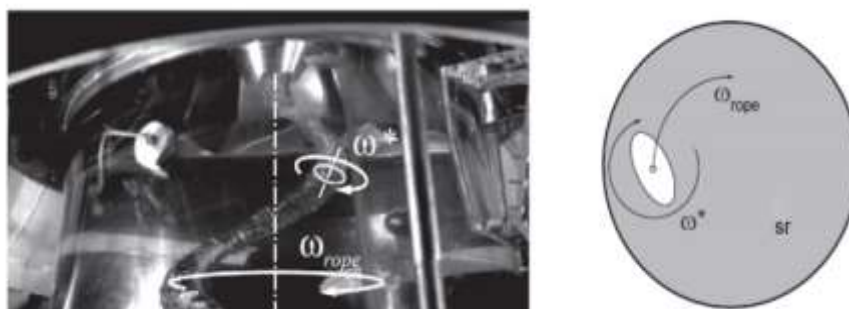


Figura 1.18 Representación velocidades rotación vórtice de salida.[15]

Habitualmente también suelen ser representados los diferentes tipos de cavitación en función de dos parámetros adimensionales: el coeficiente de altura o presión (Ψ) y el coeficiente de flujo (ϕ). Además, se suelen expresar estos coeficientes respecto a sus valores en el punto de máxima eficiencia, representados por los subíndices: Ψ_{\wedge} , ϕ_{\wedge} .

$$\Psi = \frac{2E}{\omega^2 R^2} \quad (1.2)$$

$$\phi = \frac{Q}{\pi \omega R^3} \quad (1.3)$$

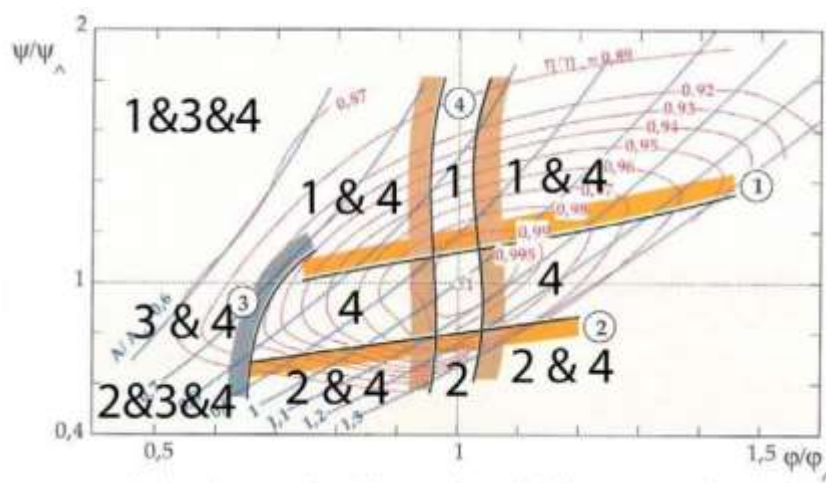


Figura 1.19 Representación de los diferentes tipos de cavitación en función de los coeficientes de altura y flujo. 1: Cavitación borde de entrada álabe lado succión. 2: Cavitación borde entrada álabe lado presión. 3: Cavitación entre álabes. 4: Cuerda de cavitación.[16].

En la Figura 1.19, representada por P. Gruber, P. Odermatt, M. Etterin et al. [16], se observa como coincide con la Figura 1.17, donde con flujos inferiores al punto óptimo se generan los vórtices en las entradas de los álabes (tipo de cavitación 1,2 y 3) y respecto a la cuerda de cavitación en la entrada del tubo de aspiración, éste desaparece justo en el punto de máxima eficiencia y aparece al descender o sobrepasar este punto.¹

¹ En el apartado 1.2.4 se explica más detalladamente los dos sentidos de rotación del vórtice de cuerda generado en el tubo de aspiración, sus frecuencias de giro y las cantidades de caudal propensos a generar estos vórtices.

Para controlar este fenómeno en función de los parámetros de la máquina, es importante recurrir a las ecuaciones de Bernoulli y conocer los conceptos de alturas. En la siguiente imagen se muestran las diferentes cotas que representan los tipos de alturas en una instalación. El salto bruto, consiste en la diferencia de cotas entre el nivel del agua del reservorio o embalse y el nivel del agua donde ésta se descarga. Por otro lado, el salto útil consiste en la diferencia de cotas entre el punto de carga del agua y el punto de salida de la turbina. Por último, el salto neto, equivale al salto útil menos las pérdidas ocasionadas a lo largo de los conductos.

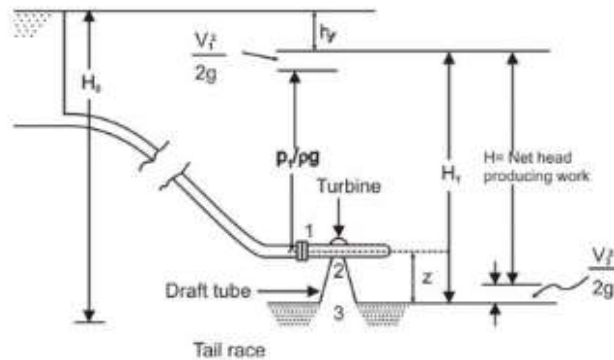


Figura 1.20 Alturas trabajo turbina reacción.

Aplicando Bernoulli entre la salida del rodete y la superficie del agua a presión atmosférica queda la siguiente ecuación:

$$\frac{p_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} + z = \frac{p_{atm}}{\rho g} + h_f \quad (1.4)$$

Donde el subíndice “e” representa el punto a la salida del rodete. Se puede ver que, si la velocidad en dicho punto aumenta, la presión debe ser más pequeña, lo que aumenta la probabilidad de que quede por debajo de la presión de vapor del fluido y se produzca la cavitación.

Otro parámetro importante a la hora de hablar de cavitación en las máquinas hidráulicas es el conocido NPSH (net positive suction head) o en español “Carga neta positiva en aspiración”, y representa la proximidad de la máquina a padecer cavitación.

$$NPSH = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (1.5)$$

Dónde el subíndice “v” indica la presión de vapor del fluido a la temperatura de operación.

Utilizando la primera ecuación (sin considerar las pérdidas) y sustituyendo en la ecuación de NPSH:

$$NPSH = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - z \quad (1.6)$$

Otro parámetro bastante útil es el conocido coeficiente de Thoma, y representa qué cantidad de altura no será utilizada para la producción de trabajo.

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} = \frac{\frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - z}{H} \quad (1.7)$$

Parámetro similar es el coeficiente crítico de cavitación (σ_c):

$$\sigma_c = \frac{NPSH}{H} = \frac{\frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_e}{\rho g} - z}{H} \quad (1.8)$$

Si σ es mayor que el σ_c , no habrá cavitación, ya que la presión en el punto analizado será mayor que la presión de vapor.

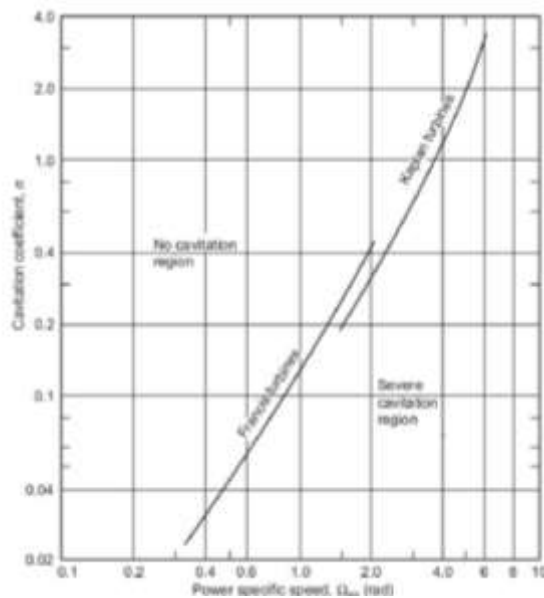


Figura 1.21 Coeficiente de cavitación en función de la velocidad específica de rotación.[17].

1.2.5. Daños debidos a la cavitación

Tal y como es explicado en el artículo [18], todos estos tipos de cavitación, si persisten en el tiempo acaban generando daños en las superficies de los elementos de la turbina. Las implosiones de las cavidades van golpeando las superficies e induciendo deformaciones. Con la continuidad de este efecto el material acaba siendo removido debido a la fatiga. Muchas veces, este fenómeno se junta con la capacidad erosiva de posibles partículas arrastradas además de las que se incorporan debido a los desprendimientos de material, hacen que se incrementen los daños considerablemente. En las siguientes imágenes, pertenecientes al artículo [19], se representan las zonas de los álabes del rodete de una turbina Francis en las que normalmente aparece la cavitación.

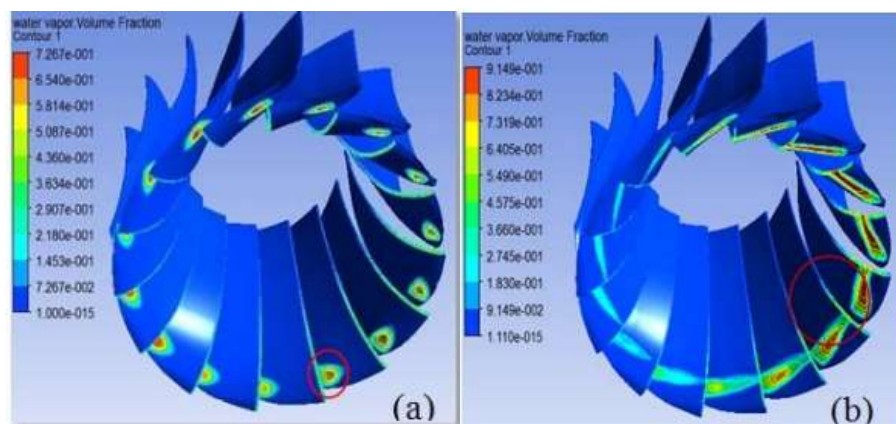


Figura 1.22 Contornos de volumen de vapor a diferentes cargas.[19].

Las cavidades acaban implosionando en el borde de salida del álabe, provocando daños como los representados en las siguientes imágenes [20].



Figura 1.23 Casos reales de rodetes con daños en la salida de los álabes.[20].

1.3. Estado del arte

La cavitación, pese a ser un fenómeno que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar este tipo de máquinas hidráulicas y que aun habiéndolo acotado bastante puede llegar a producirse y provocar distintos daños, no existen demasiados estudios realizados en los que se busque encontrar las variaciones en el comportamiento de un rodete dañado debido a sus efectos, viendo qué aspectos destacan notablemente comparándolo con un rodete en perfecto estado. La mayor parte de los estudios relacionados con daños, se centran en encontrar las causas del porqué se han producido las roturas y no en cómo se comporta la turbina con éstas.

1.3.1. Tesis: On the changes in Dynamic behavior produced by the hydraulic turbine runner damage

En esta tesis, realizada por M. Zhang, se centra también en el estudio de turbomáquinas para la obtención de energía hidroeléctrica ensalzando su gran importancia dentro del mundo de las energías renovables. El autor también se encontraba en la tesitura de que no hay gran cantidad de estudios que se centren en el comportamiento de las turbomáquinas con partes dañadas, añadiendo también que la mayor parte está orientada a turbomáquinas generadoras.

El estudio principalmente se centra en las turbinas Kaplan, buscando comprobar la correlación de datos mediante la simulación CFD de la turbina con los álabes dañados y un estudio experimental en las mismas condiciones. Una vez realizada esta primera parte y viendo que los resultados numéricos son validados con los resultados experimentales, los métodos son extrapolables y son aplicados también para evaluar las mismas condiciones en una turbina Francis.

Una de las conclusiones a las que llega finalmente, es la dificultad de monitorear estos efectos cuando los daños son prácticamente inapreciables o están en una etapa inicial, ya que las ratios de las frecuencias naturales no son tan grandes cuando los defectos no son muy grandes [21].

1.3.2. Artículo: Failure investigation of a large pump-turbine runner

En este artículo realizado por E. Egusquiza et al., los autores realizaron una investigación sobre los fallos producidos en el mismo rodete que es utilizado en este proyecto. Durante su periodo operativo, una parte del rodete se desprendió y fue arrastrada ocasionando más daños a lo largo de su recorrido. El análisis elaborado para la evaluación de los daños determinó un problema de fatiga, por ello los autores

realizaron un estudio del comportamiento dinámico y vibratorio del rodete con el objetivo de determinar la causa de dicha rotura.

El estudio está dividido en dos partes: estudiar qué fuerzas de excitación actúan en el rodete durante su funcionamiento, concluyendo que la principal excitación es debido al fenómeno RSI; estudiar los modos vibratorios del rodete mediante elementos finitos. Utilizando la geometría de éste sometiéndola a análisis dinámicos, se añadieron excitaciones de los armónicos correspondientes a la pulsación por RSI para representar posibles casos de resonancia, pudiendo observar una gran concentración de tensiones en los puntos concretos en los que aparecieron las roturas en el caso real [22].

2. Justificación

2.1. Motivación

La realización de este proyecto surge, primero de todo, por el interés personal en todos los campos que giran en torno a la dinámica de fluidos computacional y cómo éstos interactúan directamente con el mundo de la dinámica mecánica y estructural. Fueron propuestos diversos estudios relacionados con turbomáquinas para la generación de energía eléctrica, concretamente en ver cómo puede verse afectado el comportamiento y rendimiento debido a diferentes causas. Una de las propuestas fue analizar y ver las consecuencias que podía presentar una turbina cuyo rodete presente daños debido a la cavitación.

El hecho de apostar por esta propuesta es gracias a que actualmente no existe gran cantidad de estudios enfocados a estos casos. Los existentes se centran en las causas de los daños, lo cual es lógico para poder prevenirlas, y no en las consecuencias. Aun así, también es importante la realización de estudios sobre las consecuencias, ya que para poder monitorear y poder hacer un seguimiento de diferentes turbomáquinas para poder evitar mayores roturas o pérdidas de rendimiento, primero hay que analizar y ver el comportamiento de un rodete dañado comparado con el mismo sin ningún tipo de daño y trabajando en las condiciones óptimas.

2.2. Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es el estudio de cómo afecta la presencia de daños en la salida de los álabes del rodete de una turbina Francis debido a la cavitación. Lo que se pretende es ver cómo van cambiando las frecuencias naturales del sistema para comprobar si pueden ocurrir casos de resonancia que puedan llevar a grandes vibraciones, agravando así los daños, a partir de la comparación de resultados entre el rodete original y los rodetes dañados. Además, no sólo evaluar los espectros de frecuencias, sino ver cómo se alteran los campos de presiones sobre las superficies de los álabes en busca de posibles picos de presiones que generen grandes concentraciones de tensiones. Para llevarlo a cabo se realizarán diferentes casos:

- **Rodete sin daños (Caso 1):** Este caso se realizará para tener los valores de referencia que servirán para comparar posteriormente los resultados obtenidos de los siguientes casos.



- **Rodete con daños en un solo álabe (Caso 2,3):** En este caso la geometría de un álabe concreto es modificada eliminando una porción de éste. Dentro de este caso, se divide en dos, que consisten en: daño pequeño y grande; anotando el porcentaje de superficie sustraída en cada caso.

Resumiendo la explicación previa de los objetivos, estos podrían ordenarse:

- Identificar posibles tipos de cavitación en turbinas Francis y rodetes reversibles en general.
- Identificar qué tipos de daños se pueden generar y cuáles tienen mayor probabilidad de presentarse.
- Recrear el tipo de daño escogido en las geometrías 3D y prepararlas para su posterior análisis CFD.
- Comparar los diferentes casos de estudio en busca de posibles cambios en la eficiencia de la turbina, alteraciones en las vibraciones que puedan causar entradas en resonancia, o comportamientos no deseados en la dinámica del flujo.
- Analizar todos los resultados obtenidos, poder esclarecer un resultado o conclusión final e intentar proporcionar soluciones a las posibles cuestiones que puedan manifestarse.

2.3. Alcance del proyecto

Este proyecto se centra solamente en el estudio numérico de los casos planteados, con el objetivo de indagar más sobre el efecto de los daños e intentar ser de utilidad aportando nuevos casos que no hayan sido planteados previamente. De cara a seguir desarrollando el proyecto, el siguiente caso sería plantear el mismo estudio, pero de forma experimental, para poder realizar una correlación de datos y ver si es posible una validación de los resultados obtenidos numéricamente. Otra propuesta sería la creación de programas diseñados para la monitorización y control de daños en turbinas, enfocado a un uso real o modificaciones en la geometría para evitar posibles escenarios de resonancia, como por ejemplo evitar que se exciten ciertos modos de vibración.

3. Marco teórico

3.1. RSI (Rotor-Stator interaction)

Cuando se realizan estudios sobre turbomáquinas, aquellas que estén compuestas por un stator y un rotor, las cuales contienen geometrías complejas como por ejemplo los álabes, debido a la proximidad de todos los elementos se generan zonas donde el fluido se comporta de forma poco previsible, pudiendo generar efectos que a priori no se podrían tener en cuenta o pasar por alto. Uno de estos efectos es el conocido como interacción entre el rotor y el stator, o como rotor-stator interaction (RSI) en inglés. Este fenómeno consiste en la aparición de unos pulsos de presiones que se generan en el fluido debido a la proximidad entre los álabes fijos (Stator) y los álabes móviles (Rotor) a medida que el rodete va rotando.

Tal y como es descrito en el artículo de M. Coussirat, A. Fontanals, L. Panella et al., 2012, este fenómeno puede desglosarse en dos comportamientos. Por un lado, la creación de los picos de alta y baja presión en el fluido en el momento que un álabe móvil pasa por delante de uno fijo. Estos picos se verán reflejados de una forma relativamente clara y con una frecuencia que dependerá del número de álabes que tenga que tenga el distribuidor y el rodete [23] [24].

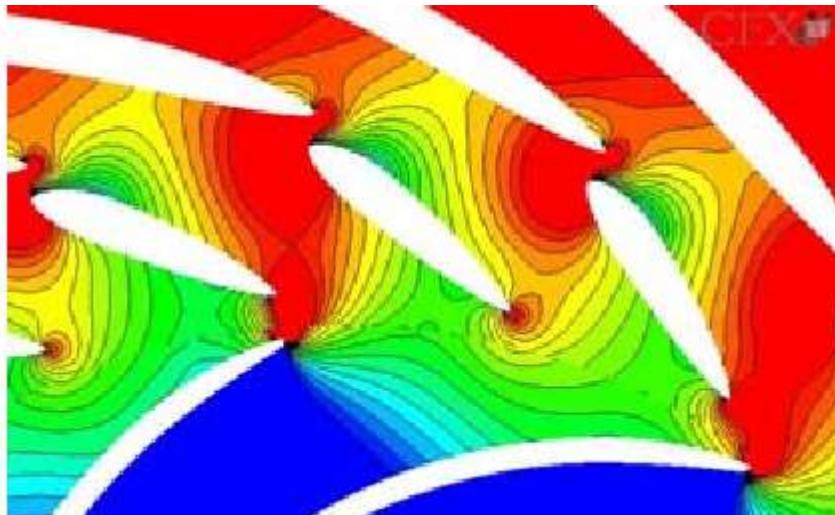


Figura 3.1 Contornos de presión producidos por el fenómeno RSI.[24].

Por otro lado, consiste en la distorsión de la estela que producen los álabes directrices del distribuidor. Justo en la salida del perfil de los álabes del distribuidor se genera una estela en forma de desprendimiento de vórtices, y que en el caso de un sistema estacionario estos vórtices se generarían con una frecuencia determinada. Este fenómeno también es conocido como «Karman Street Vortex»



Figura 3.2 (Arriba) Karman Street Vortex (Abajo) Vórtices generados por entrada en pérdida del perfil.[25].

Debido a la interacción entre álabes por la proximidad entre ellos al pasar uno por delante de otro, esta fluctuación de los vórtices se ve alterada pasando a tener un efecto turbulento y no una frecuencia exacta. Los pulsos de presión generados por este efecto suelen ser más suaves y frecuencias bajas. Para poder controlar bien este efecto es necesario tener un buen mallado con una capa límite muy precisa, además del uso de modelos de turbulencia con mayores costes computacionales para tener buen control del desprendimiento de la capa límite y el desprendimiento de vórtices. En el caso de este estudio, se prevé que los pulsos de presión y vibraciones producidas por los daños serán más robustos y aparentes, por ello los modelos de turbulencia seleccionados no se centran en controlar con tanta precisión los desprendimientos de la capa límite y los suaves pulsos de presión. Estos efectos pueden verse también reflejados en los coeficientes de sustentación de los álabes o en los monitores de par torsor que generan los álabes, en el caso de que estas pulsaciones alteren considerablemente el comportamiento del flujo alrededor del álabes. En la siguiente imagen se puede apreciar el efecto en el perfil de velocidades de la suma de ambos efectos [24].

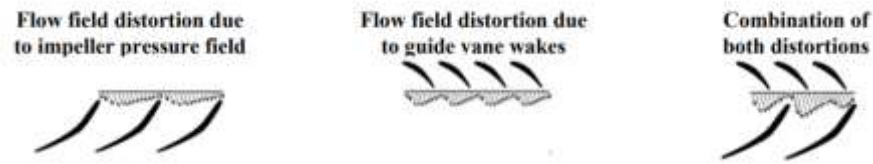


Figura 3.3 Distorsión del flujo debido al fenómeno RSI.[24].

3.1.1. Cálculo frecuencias teóricas

La principal fuente de las vibraciones y ruido que se genera durante el funcionamiento es debido a las fluctuaciones de presión ocasionadas por el fenómeno explicado anteriormente (RSI). Estos pulsos de presión, los cuales se presentan de forma periódica, su periodo depende del número de álabes en el rodete, en el distribuidor y en la velocidad de rotación del rotor. Depende del punto de referencia desde el que se miren las vibraciones, se obtendrán unas frecuencias u otras. La curva de presión, que representa los pulsos, generada por los monitores ubicados en uno de los álabes del distribuidor tendrá una frecuencia distinta a la curva generada por los monitores ubicados en uno de los álabes del rotor. Para el cálculo de las frecuencias teóricas en los monitores del distribuidor, se realiza mediante:

$$f_p = nz_b \cdot f_n \quad (3.1)$$

Donde f_p es la frecuencia de los pulsos de presión, z_b es el número de álabes del rodete (Blades), f_n es la frecuencia de rotación del rodete o eje, y n representa los múltiplos de las frecuencias fundamentales[22]. Para hacerlo respecto los monitores situados en el rodete, se realiza de la misma manera, pero utilizando el número de álabes del distribuidor z_v (Guide vanes).

Múltiplos frecuencias fundamentales					
n	1	2	3	4	5
$f_{ps} \text{ (Hz)}$	400,75	801,5	1202,25	1603	2003,75
$f_{pr} \text{ (Hz)}$	916	1832	2748	3664	4580

Tabla 3.1 Frecuencias teóricas debidas a RSI

- **Frecuencia de giro del rodete:**

$$Velocidad\ de\ giro = 3435\ rpm \cdot \frac{1\ min}{60\ s} = 57,25 \frac{rev}{s} = 57,25\ Hz \quad (3.2)$$

- **Frecuencia pulsación directriz:**

$$f_s = n_{z_b} \cdot f_n = 1 \cdot 7 \cdot 57,25\ Hz = 400,75\ Hz \quad (3.3)$$

- **Frecuencia pulsación rodete:**

$$f_r = n_{z_v} \cdot f_n = 1 \cdot 16 \cdot 57,25\ Hz = 916\ Hz \quad (3.4)$$

En esta tabla se observan los múltiplos de las frecuencias fundamentales para cada sistema de referencia. Más adelante, en los resultados del primer caso, cuyo rodete no presenta daños, deberían aparecer una serie de frecuencias en el espectro de frecuencias bastante similares a las teóricas. Viendo así cuál o qué armónicos está más excitado.

Como es mencionado en [26], durante una revolución completa, cada uno de los álabes del rodete interactúa con los del distribuidor, habiendo un total de interacciones con una frecuencia determinada. Si quisiéramos conocer esta frecuencia de generación de pulsos de presión en todo el conjunto y no solamente en los álabes donde se hayan colocado los monitores, se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta t_{RSI} = \frac{2\pi}{Z_b Z_v \Omega} = \frac{2\pi}{7 \cdot 16 \cdot 359,71\ rad/s} = 1,56 \times 10^{-4}\ s = 6410\ Hz \quad (3.5)$$

En la siguiente imagen, extraída de un estudio citado previamente y que es realizado con la misma geometría [22], se muestra la secuencia de cómo van sucediendo las interacciones entre todos los álabes. En la primera interacción, coincide el álabe del rodete 1 con el álabe del distribuidor 1, cuando gira un instante de tiempo determinado, el álabe 4 coincide con el 8, el álabe 7 con el 15, y así sucesivamente.

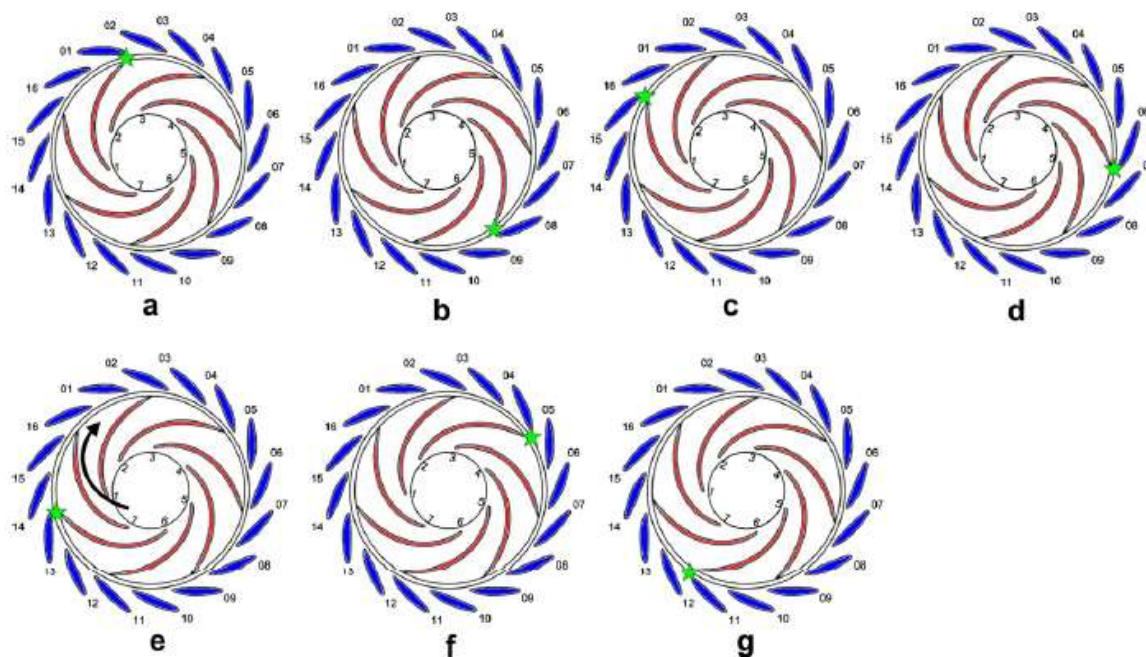


Figura 3.4 Secuencia de interacción debido al fenómeno RSI.[22].

La siguiente tabla extraída del mismo estudio, muestra qué álabes coinciden para cada secuencia, finalizando cuando el álabe 1 vuelve a coincidir otra vez con otro álabe del distribuidor.

Runner Stator Interaction								
Sequence, e	1	2	3	4	5	6	7	8
Runner blade number, R	1	4	7	3	6	2	5	1
Stator vane number	1	8	15	6	13	4	11	2

Figura 3.5 Tabla de Interacciones debidas al fenómeno RSI.[22].

Se obtuvo que el modo de excitación generado por este fenómeno corresponde a dos diámetros nodales. Es decir, en cada instante de tiempo, hay dos pulsos de presión positivos y negativos ubicados de manera prácticamente opuesta (positivo-positivo, negativo-negativo).

Este estudio se centra en encontrar las causas de una rotura en el rodete de la turbina. Para ello calcularon las frecuencias generadas por el fenómeno RSI y comprobando si una de las frecuencias obtenidas por este efecto coincidía con la frecuencia natural del rodete o con alguno de sus armónicos y entraba en resonancia.

Junto con otro estudio realizado del rodete, se obtuvo la frecuencia natural de éste, obteniendo que la primera frecuencia natural corresponde a cero diámetros nodales (0DN), a un diámetro nodal (1DN) y a dos diámetros nodales (2DN). De estas frecuencias nos interesa la tercera (2DN), con una frecuencia

de 186 Hz, ya que es la que podría entrar en resonancia con la frecuencia generada por el fenómeno RSI.

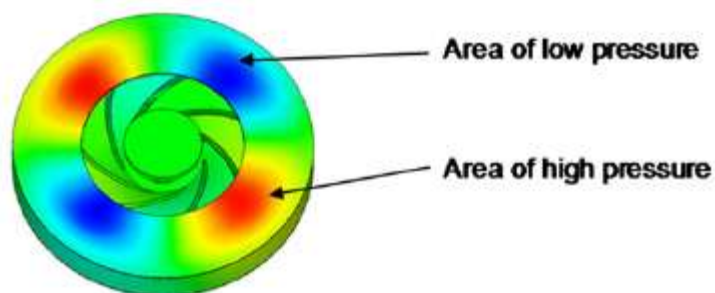


Figura 3.6 Distribución de presión en el rodete debido al fenómeno RSI. [22].

3.2. Modelos numéricos y computacionales

3.2.1. Discretización geométrica

Para la realización de este tipo de simulaciones de dinámica de fluidos empieza siempre por una discretización del dominio, es decir, convertir o aproximar una serie de variables continuas, que son las que reflejan el comportamiento real, en una cantidad finita de elementos o puntos. Concretamente, en este tipo de simulaciones, las ecuaciones integrales empleadas en el campo de los fluidos y que serán explicadas más adelante, se convierten en unas ecuaciones algebraicas (discretas) para poder ser resueltas y obtener las variables deseadas en todos los elementos. Un aspecto a tener en cuenta es que los resultados obtenidos no deben establecerse como correctos sin antes haber realizado una correlación con resultados experimentales, los cuales avalen la validez de los resultados de la solución numérica.

Para llevar a cabo la discretización, debe realizarse el proceso de mallado. Éste puede realizarse de diversas formas dependiendo del problema a estudiar: según el tipo de elemento y según el tipo de estructuración de éstos:

- Elementos de 2 dimensiones:

Elementos formados en un solo plano, donde los más comúnmente usados son los cuadriláteros y los triángulos. Cada tipo puede tener una configuración distinta de nodos.

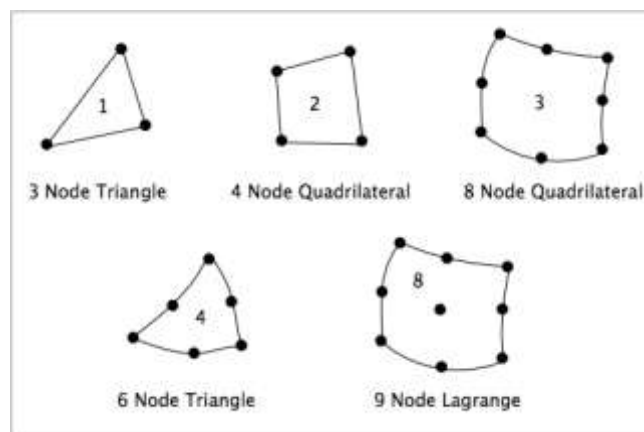


Figura 3.7 nº nodos posibles según tipo de elemento 2D.

- Elementos de 3 dimensiones:

En geometrías 3D, los elementos pasan de tener superficie a volumen, y los nodos que conforman los elementos ya no se encuentran en un mismo plano. Los elementos más comúnmente usados son los hexaedros, tetraedros, pirámides y prismas/prismas triangulares. Igual que con los elementos de 2 dimensiones, cada tipo puede tener una configuración distinta de nodos.

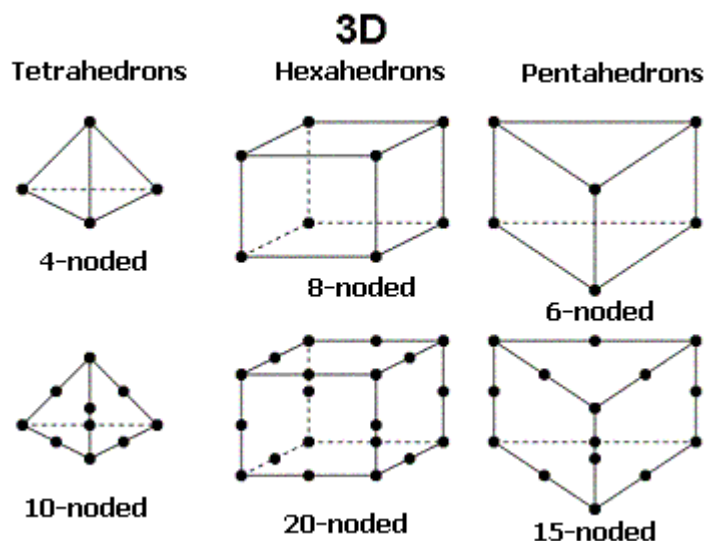


Figura 3.8 nº nodos posibles según tipo de elemento 3D.

- Malla estructurada:

En este tipo de configuración, los elementos están posicionados de manera reticular y ordenada. El uso de elementos se limita a los cuadriláteros en geometrías 2D, y en hexaedros en las geometrías 3D.

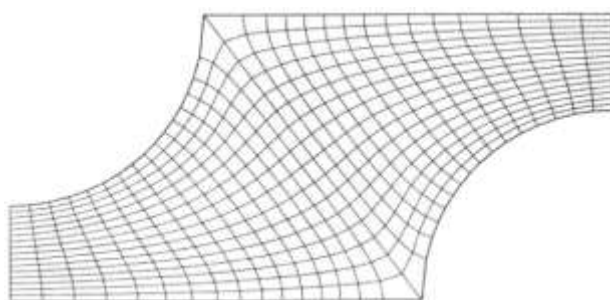


Figura 3.9 Ejemplo malla estructurada.

- **Malla no estructurada**

En este tipo de mallas, a diferencia de la estructurada, los elementos se caracterizan por estar conectados de manera irregular. Al tener una conectividad no tan restrictiva, hace que este tipo de mallado sea eficaz en geometrías complicadas, donde una estructurada no podría llevarse a cabo. En cambio, las mallas no estructuradas requieren almacenamiento extra y más recursos computacionales a la hora de calcular. Los elementos más eficaces para configuraciones no estructuradas son los tetraedros, prismas y pirámides.

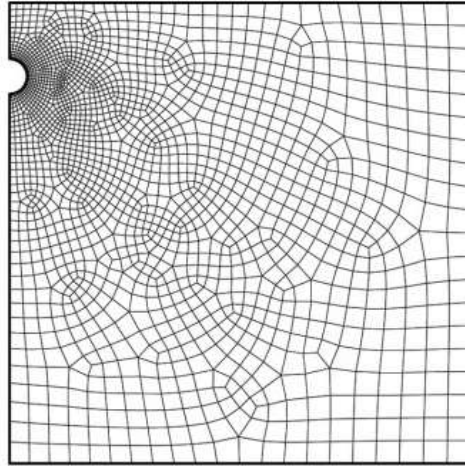


Figura 3.10 Ejemplo malla no estructurada.

- **Malla Híbrida**

Este tipo de mallas reciben este nombre debido a que están compuestas por mallas estructuradas y no estructuradas. Son comúnmente utilizadas en el campo de dinámica de fluidos (CFD), utilizando la parte estructurada para las superficies de interés, como por ejemplo controlar la capa límite de un perfil.

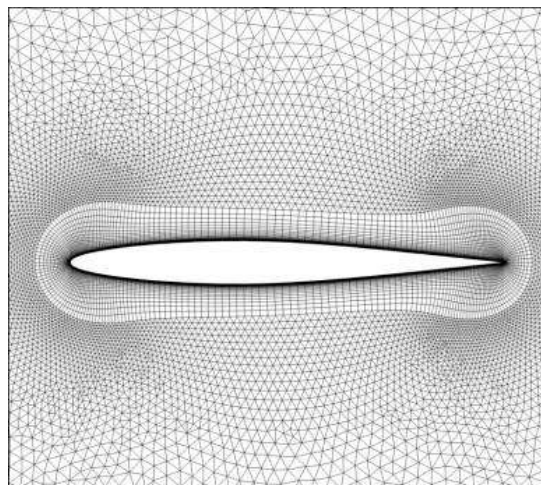


Figura 3.11 Representación de malla híbrida sobre un perfil aerodinámico.

Otro aspecto importante a destacar son los criterios de validación de las distintas mallas generadas en la geometría de la que se va a realizar el estudio ya que, dependiendo de los parámetros escogidos a la hora de realizar la malla, existen varios factores que pueden afectar a la calidad de ésta, pudiendo provocar errores o errores en el momento de realizar el proceso o cálculo. Los criterios más comunes para la verificación son los siguientes:

- Calidad ortogonal

Este criterio consiste en la comprobación de la perpendicularidad de las caras de cada elemento comparado con un elemento con deformación nula. Cuanto más cercano esté de 1, mejor calidad tendrá la malla. No es recomendable tener elementos por debajo de 0,1 ya que podrían generar errores de cálculo.

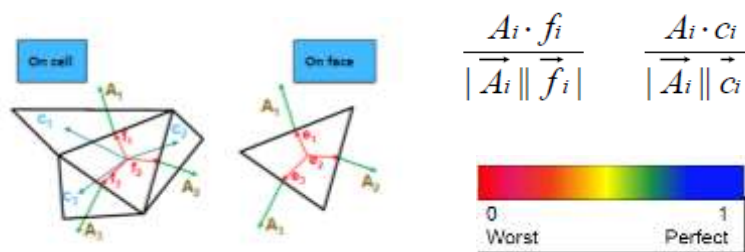


Figura 3.12 Calidad ortogonal del mallado.

- Deformación

La deformación es un criterio que se basa en la diferencia entre la forma de cada celda comparada con una celda equilátera de un volumen equivalente. En este caso, interesa obtener valores cercanos a 0. No es recomendable tener celdas con valores superiores al 0,95.

$$\text{Skewness} = \frac{\text{optimal cell size} - \text{cell size}}{\text{optimal cell size}}$$

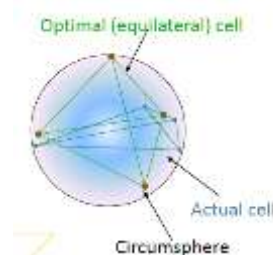


Figura 3.13 Criterio de deformación del mallado.

- Ratio de aspecto

Este criterio se basa en controlar el aspecto y proporción de las celdas mediante la relación de sus lados o caras. Por ejemplo, se calculan las ratios longitud/altura en elementos rectangulares, o las áreas o las circunferencias circunscritas en los triángulos.

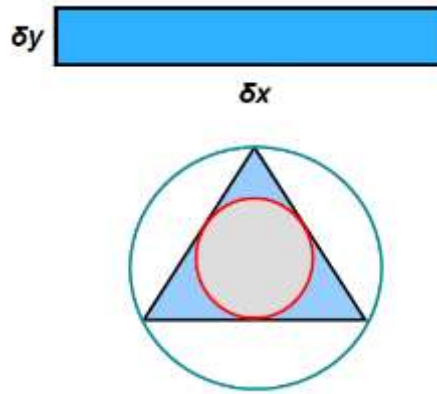


Figura 3.14 Representación ratio de aspecto.

Otro factor a tener en cuenta a la hora de realizar el mallado es la precisión de la malla en las superficies de la geometría cuando se estudian casos de dinámica de fluidos, como en el caso de los flujos laminares, donde es importante ver cómo se comporta el fluido a lo largo de las superficies de interés, en busca de posibles desprendimientos de la capa límite, y también respecto a los flujos turbulentos, que son afectados por la presencia de las superficies en contacto con el fluido, dónde se generan grandes esfuerzos tangenciales debido a las turbulencias. Cuando se observa el comportamiento de diversas variables (velocidad, temperatura, presión) del flujo cuando interacciona con las superficies, se refleja un perfil como el observado en la primera imagen de la Figura 3.15, en el que la variable varía en función de la proximidad con las superficies. En el caso de la Figura 3.15, la cual representa un perfil de velocidades, se aprecia como su valor tiende a cero¹ en la superficie y va aumentando con pronunciados gradientes hasta llegar a la velocidad media en el seno del fluido. Si se desea conseguir

¹ El perfil de velocidades tiende a cero al aproximarse a la superficie en el caso de que la condición de la pared sea de no deslizamiento.

una resolución con precisión de estos gradientes, es necesario implementar un mallado muy refinado con un gran número de celdas.

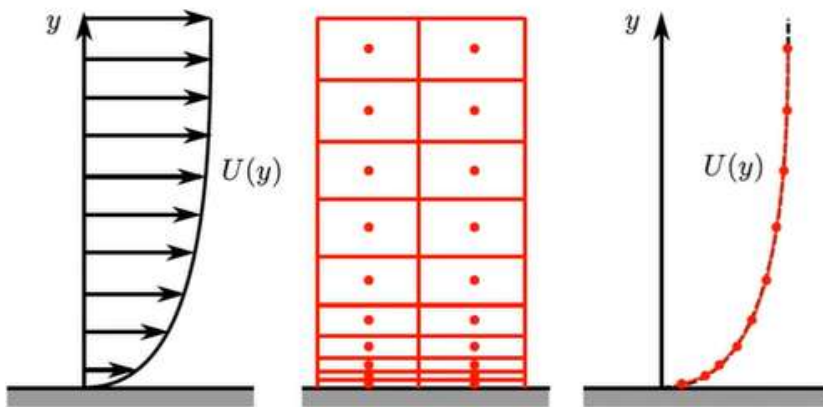


Figura 3.15 Perfil de velocidades próximo a una superficie con condición de no deslizamiento. (Fuente: <https://www.fluidmechanics101.com/>)

Obviamente, llevar a cabo esta práctica un gran costo computacional debido a la gran cantidad de celdas, y es aquí donde aparecen las funciones de pared. Estas funciones consisten en sustituir todo el conjunto de finas celdas próximas a la superficie por una sola celda, la cual calculará el valor en el centro de ésta con una función no lineal, intentando aproximarse lo máximo posible al perfil real. Esta práctica reduciría considerablemente el tiempo de cálculo e incluso podría mejorar la estabilidad durante el cálculo. Quedaría por definir a qué distancia normal a la superficie debería estar ubicado el centro de la celda.

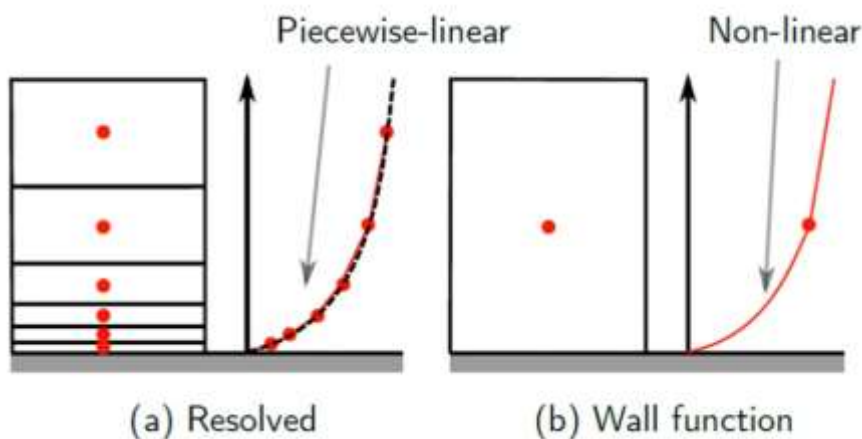


Figura 3.16 a) Malla refinada en la que se resuelve todo el perfil. b) Aproximación no lineal utilizando funciones de pared. (Fuente: <https://www.fluidmechanics101.com/>).

En la Figura 3.16 se muestra la función no lineal que es empleada. Esta curva es obtenida experimentalmente y mediante simulaciones DNS, y representa la velocidad del fluido en función de la distancia y normal adimensionales a la superficie.

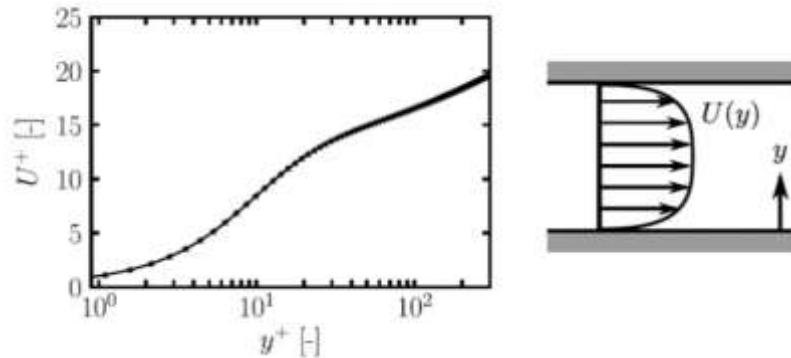


Figura 3.17 Curva experimental perfil de velocidades en función de la distancia normal adimensional a la pared. (Fuente: <https://www.fluidmechanics101.com/>).

A su vez, esta curva está dividida en tres secciones: subcapa viscosa, en la que predominan los esfuerzos viscosos (régimen laminar); zona de separación y la región logarítmica, en la que predominan las tensiones y esfuerzos debido a las turbulencias. En la figura están representadas las tres secciones y las funciones empíricas que intentan aproximar a la curva experimental. Se aprecia como para valores por debajo de $y^+ < 5$, la línea azul se aproxima bastante bien, mientras es la verde la que lo hace para valores $y^+ > 30$. Es por ello que no se recomienda nunca ubicar el centro de la celda en la sección central, debido a la mala resolución de ambas funciones.

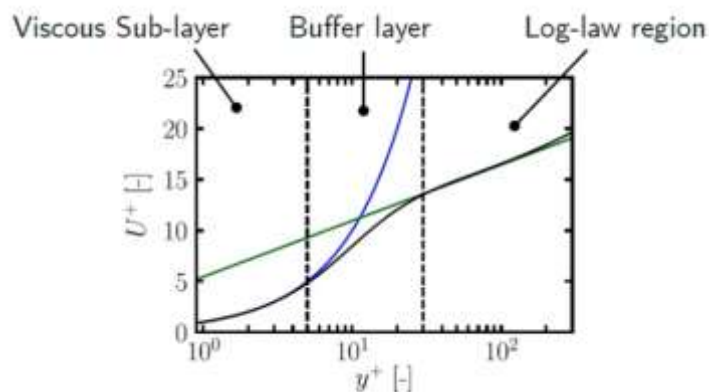


Figura 3.18 Secciones que componen la curva experimental del perfil de velocidades cercano a una pared. (Fuente: <https://www.fluidmechanics101.com/>)

Por tanto, para calcular la capa límite, si lo que se desea es optar por una malla más gruesa ($y > 30$) se debe estar seguro que realmente se está ubicando la celda en la región logarítmica donde se aplican las funciones de pared, y no en regiones inferiores, ya que los resultados obtenidos no serían válidos. Por otro lado, si lo que se desea es resolver completamente la capa límite (zonas de gradientes de presión adversos con desprendimientos de capa límite), debe refinarse la malla, ubicando la primera celda en la región viscosa y prescindiendo de las funciones de pared. Resumiendo:

- Resolución capa límite

Esta forma consiste en integrar desde la superficie hasta el nivel donde el flujo está desarrollado y no se ve afectado por las fuerzas viscosas. Ciertos modelos de turbulencia específicos para esta función ($k-\omega$) permiten resolver con toda la malla hasta la zona de contacto con las paredes, incluida la subcapa viscosa. El y^+ recomendado es ≈ 1 .

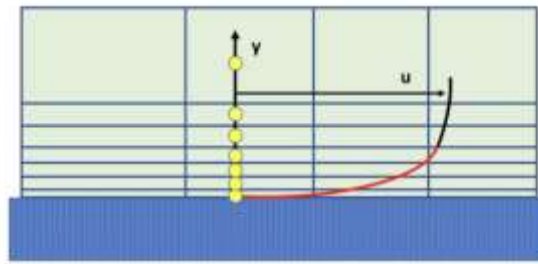


Figura 3.19 Resolución de la capa límite ubicando primera celda en la subcapa viscosa. (Fuente: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>)

- Utilización de funciones de pared

Esta forma consiste en la utilización de unas funciones predeterminadas que modelan la región próxima a las superficies. Estas funciones son derivadas empíricamente para satisfacer la física cerca de las superficies. La primera celda debe ser ubicada en la zona logarítmica de la curva para asegurar la precisión de los resultados. Gracias a este método,

no es necesario resolver la capa límite lo que implica una reducción del tamaño de la malla y dominio computacional. La primera celda debe estar entre $30 < y^+ < 300$.

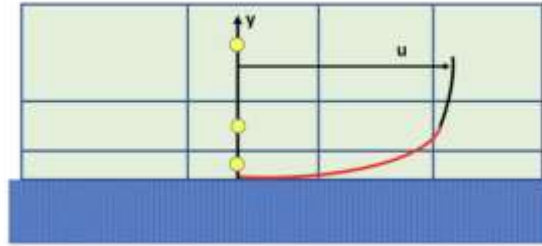


Figura 3.20 Cálculo capa límite con funciones de pared ubicando primera celda en la región logarítmica. (Fuente: <https://www.simscale.com/forum/t/what-is-y-plus/82394>)

3.2.2. Discretización de las ecuaciones

Respecto a la discretización de las ecuaciones, existen diferentes métodos donde, dependiendo del software, se utiliza uno u otro:

- **Método elementos finitos (MEF)**

El dominio es discretizado en elementos, aunque las leyes de conservación no son fuertemente impuestas. La solución es buscada utilizando combinaciones de funciones base, que pueden ser difíciles de escoger adecuadamente para algunos dominios concretos relacionados con aerodinámica o hidrodinámica.

- **Método volúmenes finitos (MVF)**

Es el método con el que trabaja el software con el que se va a realizar la simulación. Una vez realizada la discretización espacial, la ecuación diferencial, al ser integrada sobre cada celda o volumen, se obtiene una versión discretizada de ésta. Este método consiste en discretizar las ecuaciones en cada uno de las celdas. Independientemente del mallado, este método resuelve las ecuaciones de conservación satisfactoriamente.

- **Método diferencias finitas (MDF)**

Este método consiste en la obtención de la solución numérica de las ecuaciones en su forma diferencial. Para la discretización de las variables, se emplean las series de Taylor. Una de las ventajas consiste en su simplicidad, aunque es requerido un mallado estructurado, haciendo que los campos de aplicación se vean reducidos en casos de geometrías complejas.

3.2.3. Dinámica de fluidos computacional (DFC)

La dinámica de fluidos computacional, comúnmente conocido como «Computational Fluid Dynamics» (CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que usa el análisis numérico para analizar y resolver

problemas que involucran comportamiento de fluidos. Esta herramienta es aplicada en muchos campos de la ingeniería, tales como en aerodinámica, previsiones meteorológicas, biotecnología, hidrodinámica, combustiones, etc.

3.2.3.1. Ecuaciones diferenciales

La base de todos estos tipos de problemas se fundamenta en la ecuación de continuidad y las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones pueden convertirse en las ecuaciones de Euler si se simplifican mediante la supresión de los términos referidos a los efectos viscosos. A medida que se van simplificando más términos, como por ejemplo las vorticidades, estas ecuaciones pueden llegar a ser linealizadas.

En algunos casos, como por ejemplo los flujos laminares, las ecuaciones pueden ser simplificadas como se ha explicado anteriormente y pueden llegar a ser resueltas y encontrar una solución analítica. Sin embargo, en flujos con alto número de Reynolds (flujos turbulentos) estas ecuaciones ya no son triviales, es decir no pueden ser resueltas directamente, sino que el objetivo es encontrar soluciones aproximadas mediante análisis numéricos. Para estas situaciones existen diversos modelos de turbulencias que serán introducidos posteriormente.

Respecto a las ecuaciones:

- Conservación de la masa o ecuación de continuidad

Esta ecuación representa la continuidad de un sistema de control. Es obtenida a partir del teorema del transporte de Reynolds, el cual representa el cambio de una variable cualquiera respecto del tiempo dentro de un sistema de control, como la suma de la variación de dicha variable respecto del tiempo dentro del volumen de control, más el computo de los flujos de entrada y salida de dicha variable en el volumen de control.

$$\frac{dB}{dt} = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho b) dV + \int_{SC} \rho b (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.6)$$

Siendo b la variable B por unidad de masa:

$$b = \frac{B}{m} \quad (3.7)$$

Imponiendo un valor unitario de b, y con masa constante, se obtiene:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (3.8)$$

Aplicando el teorema de la divergencia:

$$\int_V \nabla \cdot \vec{F} dV = \int_A \vec{F} \cdot \vec{n} dA \quad (3.9)$$

Y aplicándolo a la ecuación 3.8:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA &= \int_{VC} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] dV = 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) &= 0 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Aplicando la ecuación 4.10 a este caso de estudio, en el que el fluido es incompresible, los términos de densidad desaparecen, obteniendo la ecuación 4.11. También se puede expresar como en la ecuación 4.12, desarrollando la divergencia debido al operador nabla.

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3.12)$$

- Conservación del momento o cantidad de movimiento

La ecuación de Navier-Stokes se basa en la segunda ley de Newton, es decir las fuerzas ejercidas, ya sean internas o externas, sobre el fluido es igual a la masa del mismo multiplicada por su respectiva aceleración y el principio de conservación del momento lineal.

Por un lado, dado un volumen de control, las fuerzas que actuarán en este pueden resumirse como:

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{volumen} + \sum \vec{F}_{superficial} \quad (3.13)$$

Pudiendo expresarse como:

$$\sum \vec{F} = \int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{VC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA \quad (3.14)$$

Siendo σ_{ij} el tensor de esfuerzos y pudiendo ser expresado como la suma de la presión estática más las tensiones tangenciales debido a las fuerzas viscosas:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

Donde $\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij}$, siendo ε_{ij} el tensor de deformación.

Por otro lado, respecto a la conservación lineal, primero se considera la fuerza mediante la segunda Ley de Newton:

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} = m \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{d}{dt}(m\vec{V}) \quad (3.16)$$

Donde el producto de la masa por el volumen representa el momento lineal o cantidad de movimiento del sistema, pudiendo expresar:

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{sist} \rho \vec{V} dV \quad (3.17)$$

Teniendo la ecuación anterior y recurriendo al teorema de transporte de Reynolds y a la suposición de la ecuación 3.7, se obtiene lo siguiente:

$$\frac{d}{dt} \int_{sist} \rho \vec{V} dV = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \vec{V} dV + \int_{SC} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.18)$$

Igualando las ecuaciones 4.14 y 4.18:

$$\int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \vec{V} dV + \int_{SC} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.19)$$

Aplicando el teorema de la divergencia mostrado en la ecuación 4.9:

$$\int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{VC} \nabla \cdot \sigma_{ij} dV = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \vec{V} dV + \int_{VC} \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) dV$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \nabla \cdot \sigma_{ij} \quad (3.20)$$

Introduciendo el desarrollo del tensor de esfuerzos se obtiene finalmente la forma de la ecuación de Navier – Stokes:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3.21)$$

En la Figura 3.21 se muestra la misma ecuación más desarrollada, identificando y con una breve explicación de cada término.

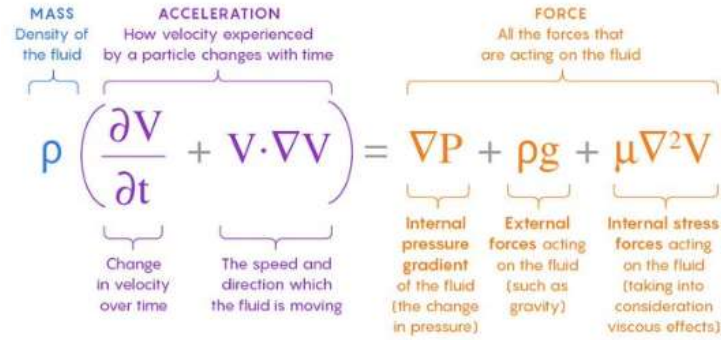


Figura 3.21 Breve explicación de los términos de la ecuación de Navier-Stokes.

En un sistema tridimensional, esta ecuación debe cumplirse para las tres dimensiones:

$$\rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (3.22)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \quad (3.23)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (3.24)$$

Este sistema puede resolverse al tener 4 incógnitas (3 componentes de velocidad + Presión) y 4 ecuaciones (continuidad + 3 ecuaciones direccionales de Navier – Stokes). Si el caso a estudiar no fuese

isotérmico, habría que añadir la ecuación de conservación de la energía, añadiendo la incógnita Temperatura y pasando a tener un sistema de 5 ecuaciones y 5 incógnitas.

Las simulaciones CFD trabajan bien con comportamientos laminares, pero normalmente, los casos a estudiar y simular en el mundo de la industria rara vez tienen este comportamiento, predominando mayormente flujos turbulentos y con números de Reynolds altos. Estas simulaciones son mucho más costosas debido al carácter no estacionario y tridimensional de los remolinos y vórtices tanto a grande como pequeña escala. Existen diferentes técnicas que serán explicadas en los apartados siguientes.

3.2.3.2. Simulación numérica directa (SND)

Esta técnica, conocida como simulación numérica directa (DNS en inglés), calcula completamente las ecuaciones y resuelve todas las turbulencias independientemente de su escala, cuando la diferencia entre escalas de remolinos puede llegar a alcanzar bastantes órdenes de magnitud. Es por ello que este tipo de simulaciones están muy limitadas, ya que requieren mallados muy refinados y costos computacionales muy elevados. En algunos casos muy específicos y números de Reynolds relativamente bajos se han realizado simulaciones DNS.

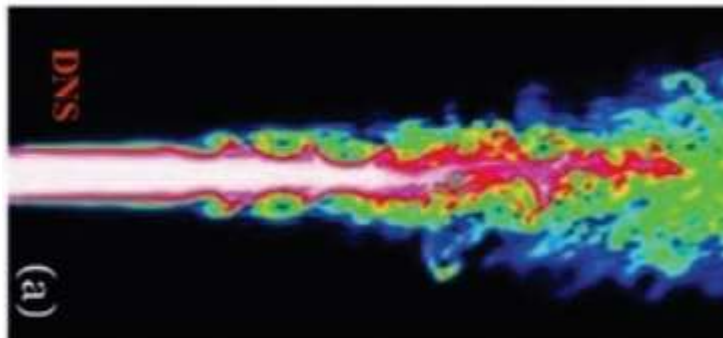


Figura 3.22 Contorno de velocidades en una simulación DNS de un chorro.

3.2.3.3. Simulación de remolinos grandes (SRG)

Esta técnica, conocida también en inglés como Large Eddy Simulation (LES), consiste en resolver solamente las escalas grandes de vórtices y remolinos y modelar las turbulencias disipativas de pequeña escala. Esta técnica se basa en la consideración isotrópica de los remolinos de menor tamaño, suponiendo que estos no dependen de la orientación del sistema y siempre se comportan similar y predeciblemente. Los costos computacionales, aun siendo menores en comparación con la técnica de simulación directa, ya que no se modelan las turbulencias de pequeña escala, siguen siendo elevados para el nivel de recursos actual.

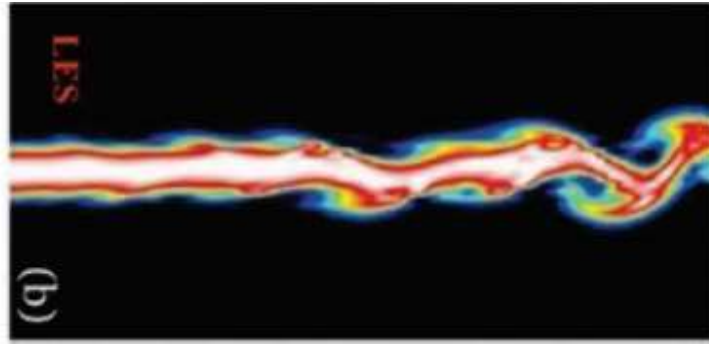


Figura 3.23 Contorno de velocidades en una simulación LES de un chorro.

3.2.3.4. Simulación de turbulencias desprendidas (STD)

Debido a las dificultades que presenta el modelo LES para resolver las zonas cercanas a superficies, se ha tenido que desarrollar modelos para intentar combinar las particularidades del modelo RANS y LES, siendo uno de ellos el modelo de simulación de turbulencias desprendidas o Detached Eddy simulation (DES). Este modelo consiste en tratar las zonas cercanas a superficies de una manera similar al modelo RANS, y en el resto y seno del flujo de manera similar al modelo LES. Con este modelo se reduce los requisitos computacionales ya que no es tan exigente como un modelo LES en su totalidad.

3.2.3.5. Navier – Stokes de número de Reynolds promedio (NSRP)

Esta técnica, conocida en inglés como Reynolds - Averaged Navier – Stokes (RANS), modela todas las escalas de turbulencia y lo que se busca es promediar las ecuaciones de Navier – Stokes, ya que no interesan tanto los valores detalle de las fluctuaciones sino el valor medio que éstas representan. La idea de promediar surge de la posibilidad de descomponer las diferentes variables del fluido en una componente media y otra fluctuante. Aplicando esto a la variable de la velocidad, por ejemplo, ésta puede expresarse como la suma de su valor promedio \bar{u} y su componente fluctuante u' .

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.25)$$

Si se promedia la velocidad total, el término de velocidad media no se vería afectado, mientras que el término fluctuante se anularía, siempre que se tome un intervalo de tiempo considerablemente mayor a la amplitud de las fluctuaciones. Una demostración más detallada acerca de los flujos turbulentos y de los cálculos para valores medios se encuentra en [27], [28].

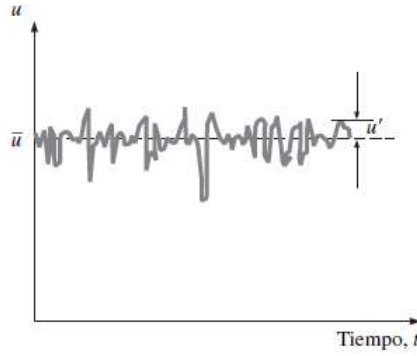


Figura 3.24 Fluctuaciones de la variable velocidad en función del tiempo en un punto específico.[29].

A continuación, se sustituyen las variables de la ecuación de Navier – Stokes por la suma de los términos medios y fluctuantes, y después se promedia la ecuación, obteniendo:

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial y} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u}_x + \rho g_x - \rho \left(\overline{u_x' \cdot \frac{\partial u_x'}{\partial x}} + \overline{u_y' \cdot \frac{\partial u_x'}{\partial y}} + \overline{u_z' \cdot \frac{\partial u_x'}{\partial z}} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_y}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial y} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{u}_y + \rho g_y - \rho \left(\overline{u_x' \cdot \frac{\partial u_y'}{\partial x}} + \overline{u_y' \cdot \frac{\partial u_y'}{\partial y}} + \overline{u_z' \cdot \frac{\partial u_y'}{\partial z}} \right) \quad (3.26) \\ \rho \left(\frac{\partial \bar{u}_z}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial y} + \bar{u}_z \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{u}_z + \rho g_z - \rho \left(\overline{u_x' \cdot \frac{\partial u_z'}{\partial x}} + \overline{u_y' \cdot \frac{\partial u_z'}{\partial y}} + \overline{u_z' \cdot \frac{\partial u_z'}{\partial z}} \right) \end{aligned}$$

Se puede ver, comparado con la ecuación normal de Navier – Stokes, un término adicional que aparece debido a los componentes fluctuantes y es conocido como las fuerzas aparentes adicionales que generan las turbulencias.

Estas fuerzas se obtienen desarrollando los esfuerzos cortantes debidos a las turbulencias. Si se considera un flujo turbulento horizontal y un cierto conjunto de partículas desplazándose en dirección ascendente u_y' (zona de mayor energía) a través de un diferencial de superficie dA , se obtiene un flujo a través de ésta $\rho u_y' dA$. Al aproximarse hacia la zona de mayor energía, adquirirá mayor velocidad horizontal u_x' , es decir, la masa adquirirá cierta cantidad de movimiento expresada como $(\rho u_y' dA) u_x'$.

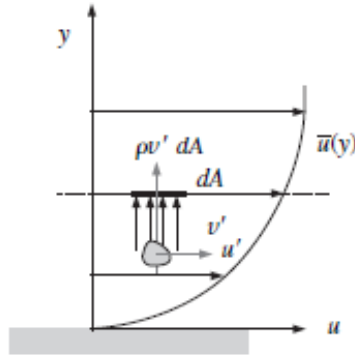


Figura 3.25 Representación de una partícula con desplazamiento ascendente con velocidad v' a través de un diferencial de superficie, y con una velocidad horizontal u' . [29].

Existirá una fuerza debido al cambio de cantidad de movimiento $\partial F = \rho u_y' dA (-u_x')$. El signo negativo es debido a que el aumento de la cantidad de movimiento de las partículas que ascienden tiene que ser compensado con la pérdida de las capas superiores.

Reorganizando la ecuación, se obtiene el esfuerzo cortante instantáneo $\frac{\partial F}{dA} = -\rho u_x' u_y' = \tau_{turb}$ y que promediándolo se obtiene el tensor de esfuerzos de Reynolds:

$$\tau_{turb} = -\rho \overline{u_x' u_y'} \quad (3.27)$$

Aunque el promedio de los términos fluctuantes por separado es nulo, el promedio del producto de los términos fluctuantes no tiene por qué serlo. En un sistema tridimensional, el tensor es el siguiente:

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} \overline{\rho u_x' u_x'} & \overline{\rho u_x' u_y'} & \overline{\rho u_x' u_z'} \\ \overline{\rho u_y' u_x'} & \overline{\rho u_y' u_y'} & \overline{\rho u_y' u_z'} \\ \overline{\rho u_z' u_x'} & \overline{\rho u_z' u_y'} & \overline{\rho u_z' u_z'} \end{pmatrix} \quad (3.28)$$

Aquí es donde aparece el conocido *problema de cierre*, ya que aparecen 6 nuevas incógnitas provocando el hecho de tener más que ecuaciones. Para poder resolver el sistema y realizar el cierre de las ecuaciones se recurren a los modelos de turbulencia:

- **Modelos lineales de viscosidad de Eddy (Linear Eddy viscosity models)**

Estos son modelos de turbulencia en los que las tensiones de Reynolds son modeladas mediante una relación con los gradientes de velocidad promedio del flujo. Se basan en que las turbulencias podrían describirse por el mismo tipo de relación tensión-deformación que en un flujo laminar Newtoniano. Existen diversas subcategorías, dependiendo del número de ecuaciones resueltas para calcular el coeficiente de viscosidad de Eddy:

- **Modelos algebraicos**

Modelos que no requieren la solución de ninguna ecuación adicional y son calculados directamente mediante las variables del flujo. Como consecuencia, no son muy apropiados para controlar la convección o la difusión de la energía turbulenta.

- **Modelos de una ecuación**

Estos modelos resuelven solamente una ecuación, normalmente la energía cinética turbulenta. El modelo general de una sola ecuación es el conocido «Prandtl's one-equation model»

- **Modelos de dos ecuaciones**

Estos modelos son los más comunes. Los modelos K-epsilon y K-omega suelen ser los más utilizados en mayoría de problemas. Este tipo de modelos incluyen dos ecuaciones extra para representar las propiedades turbulentas del flujo (convección y difusión de la energía turbulenta). La K corresponde a la energía cinética turbulenta, epsilon es el coeficiente de disipación turbulenta y omega la ratio específica de disipación turbulenta. En general, estos dos últimos parámetros representan la escala de la turbulencia (Escala de longitud o de tiempo) y el primero representa la energía de la turbulencia.

El modelo K-epsilon, no se desenvuelve con precisión en los casos con grandes gradientes adversos de presión, pero predice buenos resultados en zonas alejadas de paredes o superficies donde la viscosidad del fluido no influye. El modelo K-omega sí que obtiene buenos resultados en las regiones cercanas a las paredes donde hay contacto fluido-superficie.

Un modelo que últimamente está siendo muy utilizado es el SST K-omega. La formulación del transporte de los esfuerzos cortantes, «Shear stress transport» en inglés (SST) combina los dos modelos explicados anteriormente. Utiliza el modelo K-epsilon para zonas alejadas de paredes y el modelo K-omega para la zona gobernada por la viscosidad.

- **Modelos no lineales de viscosidad de Eddy (Nonlinear Eddy viscosity models)**

Estos modelos se caracterizan por la utilización del coeficiente de viscosidad de Eddy para relacionar de manera no lineal la turbulencia media con la velocidad media del flujo.

- **Modelo tensión de Reynolds o Reynolds stress model (RSM)**

Estos modelos se basan en la ecuación de tensión de Reynolds de manera exacta. Son utilizados para resolver interacciones complejas en campos de flujo turbulento, como los efectos direccionales de las tensiones de Reynolds. Por otro lado, estos modelos no resultan muy rentables computacionalmente hablando además de cierta probabilidad de no convergencia de los resultados.

Un ejemplo práctico de búsqueda de máxima eficiencia es la combinación de modelos en distintas partes del dominio de estudio con el objetivo de minimizar los costes computacionales sin perder precisión en los resultados.

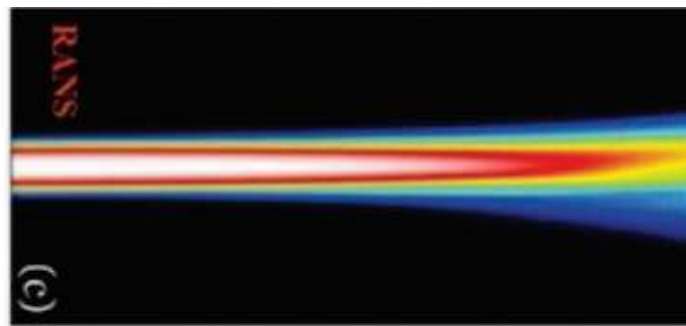


Figura 3.26 Contorno de velocidades en una simulación RANS de un chorro.

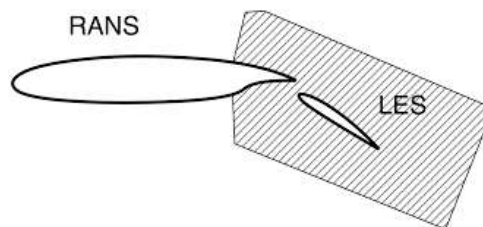


Figura 3.27 Ejemplo de combinación de modelos de turbulencia distintos. Para optimizar el tiempo de simulación se utiliza un modelo RANS en la mayor parte del perfil alar, mientras que en la zona del borde de salida y el flap, dónde se pueden generar gradientes de presión adversos y separaciones de la capa límite se emplea un modelo LES.

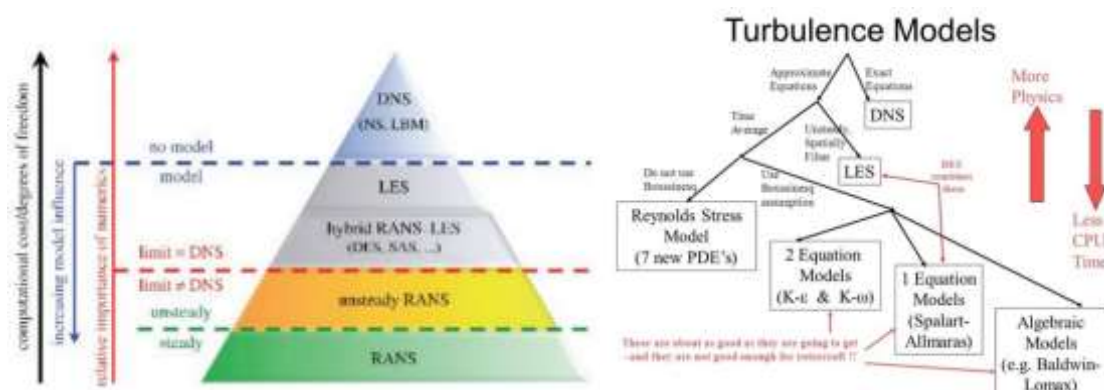


Figura 3.28 Izquierda: Distribución piramidal de los modelos de turbulencia según diferentes criterios. Derecha: Esquema ramificado con las diferentes técnicas CFD y modelos de turbulencia. (Fuente: <https://allaboutcfd-tomersblog.com/>).

3.3. Tratamiento de señales

3.3.1. Transformada de Fourier

Para poder entender el concepto y utilidad de la transformada de Fourier, primero es necesario entender en qué consisten las series de Fourier, que es donde se sustenta la transformada de Fourier. Lo importante de las series de Fourier es cómo interpretarla como herramienta, que es lo que interesa en el mundo de la ingeniería. Para entender el concepto de serie de Fourier es importante conocer el concepto de función periódica, ya que una función periódica va poder ser representada usando series de Fourier si cumple ciertas condiciones. Una función periódica se caracteriza por su parte de curva que se va a repetir cada cierto tiempo, denominado periodo. Es decir, para una curva dada en función del tiempo, para ser periódica debe cumplirse:

$$p(t) = p(t + T) \quad (3.29)$$

Donde t es un instante de tiempo determinado y T es el periodo de la función.

Las series de Fourier pueden ser expresadas de varias maneras, mediante la serie trigonométrica de Fourier y mediante la serie exponencial de Fourier.

$$p(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cos\left(2\pi n \frac{1}{T} t\right) + b_n \sin\left(2\pi n \frac{1}{T} t\right) \right] \quad (3.30)$$

Tal y como se observa en la ecuación anterior (Serie trigonométrica de Fourier), la serie de Fourier utiliza la suma de senos y cosenos de amplitudes determinadas y de frecuencias iguales a múltiplos de la frecuencia fundamental de la función original que se quiere representar. Todos estos senos y cosenos van multiplicados por unos coeficientes, los cuales indican qué influencia tiene cada uno de ellos en la representación de la función original.

Los coeficientes nos indican qué tan parecidas son dos funciones, y para ello se debe realizar el producto interno entre ambas. Ese producto interno se puede definir mediante una integral, en la que los límites de integración es un periodo completo de la función original. Es decir, una vez realizado el producto interno, se integra el resultado obtenido. Por lo tanto, si se quisiera ver qué semejanza existe entre uno de los cosenos con la función original se debe realizar:

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T \cos \left(2\pi n \frac{1}{T} t \right) \cdot p(t) dt \quad (3.31)$$

Para el coeficiente relacionado con los senos se utiliza la misma ecuación, pero con la función seno. El coeficiente inicial a_0 tomará valor cuando la función original tenga valor medio.

Por otro lado, la serie exponencial de Fourier:

$$p(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n e^{j2\pi n \frac{1}{T} t} \quad (3.32)$$

Esta forma de representación es equivalente a la serie trigonométrica, pero se diferencia en que en esta se suma desde $-\infty$ a $+\infty$, lo que permite agrupar los n negativos y positivos formando exponenciales complejas, lo que hace que aparezcan senos y cosenos utilizando la identidad de Euler:

$$e^{\pm j\alpha} = \cos(\alpha) \pm j \sin(\alpha) \quad (3.33)$$

Pudiendo llegar a demostrar que el coeficiente $C_n = \frac{a_n + jb_n}{2}$ y que el coeficiente C_0 coincide con el valor medio de la señal original ($\frac{a_0}{2}$ en la serie trigonométrica). Finalmente quedarán exponenciales complejas positivas y negativas con coeficientes, que van a ser agrupadas en senos y cosenos. Cuando se agrupe todo ello, resultará una suma de senos y cosenos.

Una vez introducido el concepto de serie de Fourier, se puede empezar a hablar de la transformada de Fourier. La transformada de Fourier consiste en un análisis frecuencial de las señales. Una señal dada debe cumplir las tres condiciones de Dirichlet:

- **Integrable**

Una manera de expresarlo es haciendo que la integral, de menos infinito a más infinito, del módulo de la señal debe quedar un valor inferior a infinito:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt = M; \quad M < \infty \quad (3.34)$$

- **Número finito de máximos y mínimos**

En un intervalo finito de la señal, debe haber una cantidad finita de máximos y mínimos.

- **Número finito de discontinuidades**

En un intervalo finito de la señal, debe haber una cantidad finita de discontinuidades.

Si cumple estas tres condiciones, se podrá aplicar la transformada de Fourier a la señal.

La transformada de Fourier es otra señal que está en función de otra variable (diferente a la señal original) que representa la distribución la energía o potencia de la señal en función de la frecuencia. Al igual que en el caso anterior, se realiza la integral del producto de la señal original y una señal periódica.

$$\int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi n \frac{1}{T} t} dt \quad (3.35)$$

La integral, al ser respecto del tiempo (t) y al fijar la frecuencia (constante), resulta en una función que depende de la frecuencia, conocida como la transformada de Fourier. Se define como:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi n \frac{1}{T} t} dt \quad (3.36)$$

Proceso más detallado con la resolución de las fórmulas puede verse en [30]. Aparentemente no todas las señales están asociadas a una frecuencia, es decir no presentan una señal que se vaya repitiendo en el tiempo cada cierto periodo. En estos casos, se analiza a la frecuencia como una idea de variación, es decir si se dispone de una señal con grandes variaciones en el tiempo, esto está asociado a cambios bruscos y a su vez los cambios bruscos pueden compararse como senos y cosenos de frecuencia alta o como la suma de estos. Por tanto, aun no siendo una señal periódica, la transformada de Fourier va a proporcionar valores altos para frecuencias altas si la señal presenta cambios bruscos. Para señales con cambios atenuados, la transformada proporcionará valores bajos los cuales indican que la energía está concentrada en bajas frecuencias.

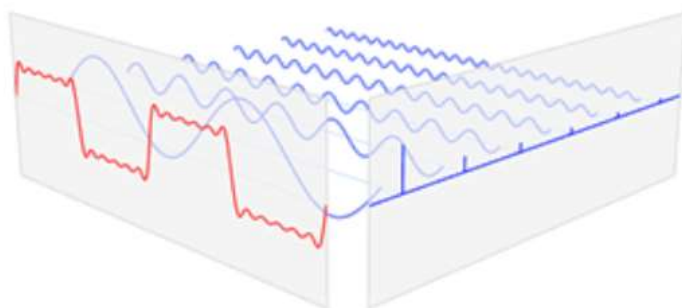


Figura 3.29 Relación de una función en el dominio del tiempo (rojo) con la misma función en el dominio de la frecuencia (azul).

La transformada de Fourier lo que acaba representando es el espectro de frecuencias de la señal original. Cuando se realiza la integral del producto interno entre la señal original y la señal exponencial compleja para una frecuencia concreta, si las dos señales son muy parecidas, el resultado tiende a ser muy grande, generando lo que se conoce como delta de Dirac. Si la señal tiene forma sinusoidal pura, en el espectro de frecuencias aparecerá una sola delta de Dirac en la frecuencia dada. En el caso de que la señal sea periódica pero no sinusoidal, querrá decir que ésta tendrá armónicos, y en el espectro de frecuencias aparecerán diferentes deltas de Dirac, la que corresponde a la frecuencia fundamental y el resto las que representan los múltiplos de la frecuencia fundamental. Casos reales en los que aparece este efecto son los instrumentos musicales, donde por ejemplo la cuerda de un violín no vibra de una forma sinusoidal pura, sino que excita también sus armónicos.

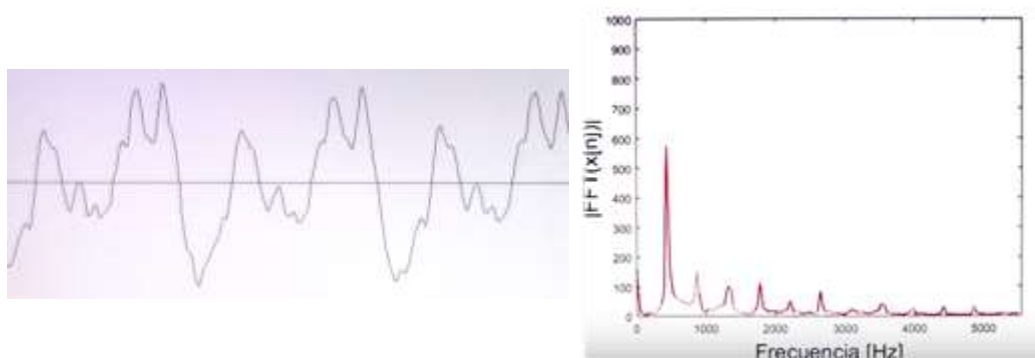


Figura 3.30 Representación nota musical violín: (Izquierda) Señal en el dominio del tiempo. (Derecha) Espectro de frecuencias de la señal.

Los monitores de presión que han sido ubicados en diferentes puntos de la turbina, representarán una curva de la presión que han ido detectando en función del tiempo. Esta curva, aun no teniendo probablemente una forma sinusoidal, esta puede ser representada como la suma de senos y cosenos de diferentes frecuencias y amplitudes. Hasta aquí se estaría hablando de series de Fourier. La utilidad de la herramienta de la transformada de Fourier, consiste en decir cuál de los senos y cosenos que han sido usados para representar la señal de entrada, tiene más peso o relevancia, es decir que ondas usadas para hacer la representación se parecen más a la señal original. Todas esas ondas, cada una con su respectiva frecuencia y amplitud, serán representadas en un gráfico en función de la frecuencia y la potencia de dicha onda con cierta frecuencia, lo que es conocido como el espectro de frecuencias. Todas aquellas que tengan más peso, se verán reflejadas con una mayor amplitud.

4. Metodología

El programa utilizado para la realización de este proyecto es Ansys Workbench. En la parte de simulación CFD la herramienta utilizada es CFX, potente software de alto rendimiento para cálculos de dinámica de fluidos computacional y que es reconocida por su precisión y rapidez en simulaciones de turbomáquinas, tales como bombas, ventiladores, compresores turbinas de gas e hidráulicas.

Un breve resumen de los pasos a seguir:

- **Importación de la geometría**

Normalmente, todos los elementos de estudio son generados mediante programas de diseño 2D o 3D, con diferentes formatos, ya sea CAD, Solidworks, Parasolid, Catia, etc. En el caso de que el objeto de estudios sea la dinámica de fluidos computacional (CFD), también se debe importar/crear la geometría que corresponde al dominio del fluido.

- **Pulido o limpieza de la geometría**

Una vez obtenida la geometría, esta debe ser revisada ya que es posible que, debido a la conversión de formatos para poder importar, se generen pequeños fallos o errores en la geometría que pueden dificultar el proceso de mallado. Las geometrías han sido reparadas con la extensión de Ansys conocida como SpaceClaim.

- **Mallado**

Una vez la geometría está limpia ya puede ser mallada, utilizando los diversos métodos de mallado que proporcionan los programas que mejor se ajusten a la geometría de estudio para obtener una malla de buena calidad.

Una vez la geometría está completamente mallada y se cumplen todos los criterios de validación recomendados, ésta ya puede ser exportada a los programas de preprocesado para establecer todos los parámetros de estudio y condiciones de trabajo del caso estudiado, para posteriormente realizar los cálculos.

4.1. Preproceso

A continuación, se explica todos los procedimientos realizados para la realización del estudio, como modificaciones de geometrías, parámetros de mallado. Los resultados de las mallas mostrados pertenecen a las geometrías del caso original. Los resultados del resto de casos estudiados son mostrados en el Anexo A.

La turbina que va a ser estudiada es una réplica a escala del modelo original, y está formada por tres geometrías:

- **Stator o distribuidor**

El stator o distribuidor, formado por 16 álabes fijos y 16 móviles. En esta geometría ha necesitado ser reparada la zona de superficie de los perfiles para conseguir transiciones curvilíneas más suaves, evitando errores en el momento de generar la malla y a su vez que ésta sea de calidad.

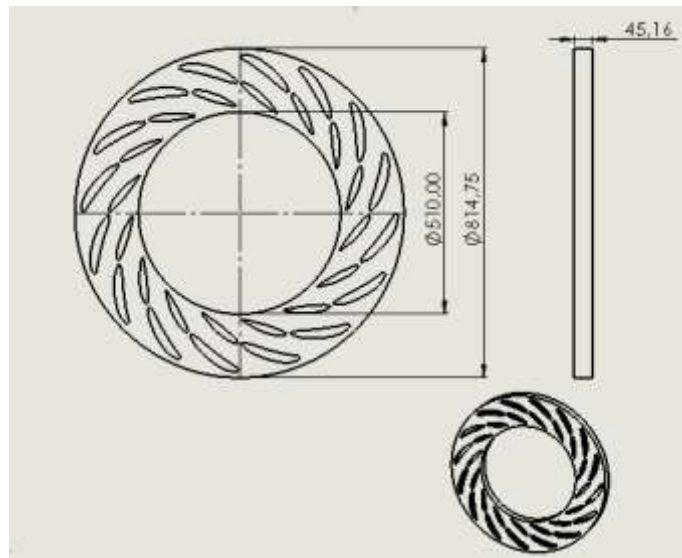


Figura 4.1 Dimensiones del distribuidor a escala.

- **Rodete**

El rodete corresponde a un diseño pensado para operar tanto como turbina como bomba de agua. Está formado por 7 álabes y su geometría ha sido reparada para poder realizar la malla y obtenerla de buena calidad. Existen dos configuraciones distintas del rodete en función del tamaño de los daños en el álabe.

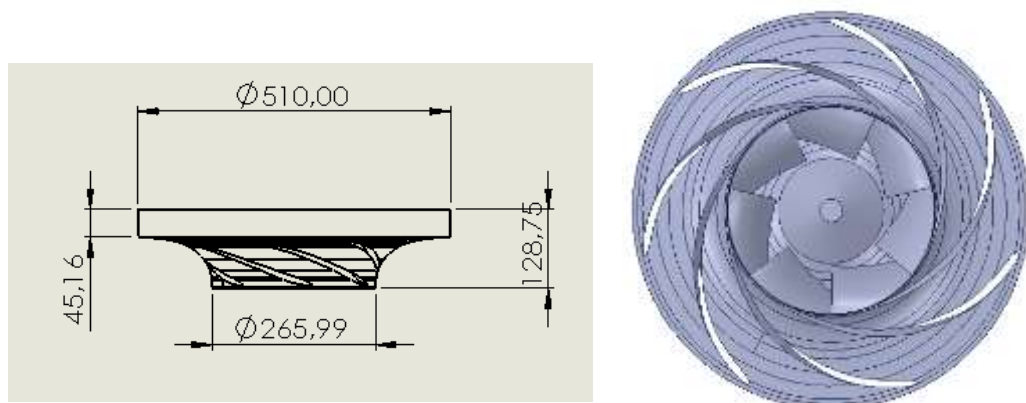


Figura 4.2 Dimensiones del rodete a escala y vista inferior.

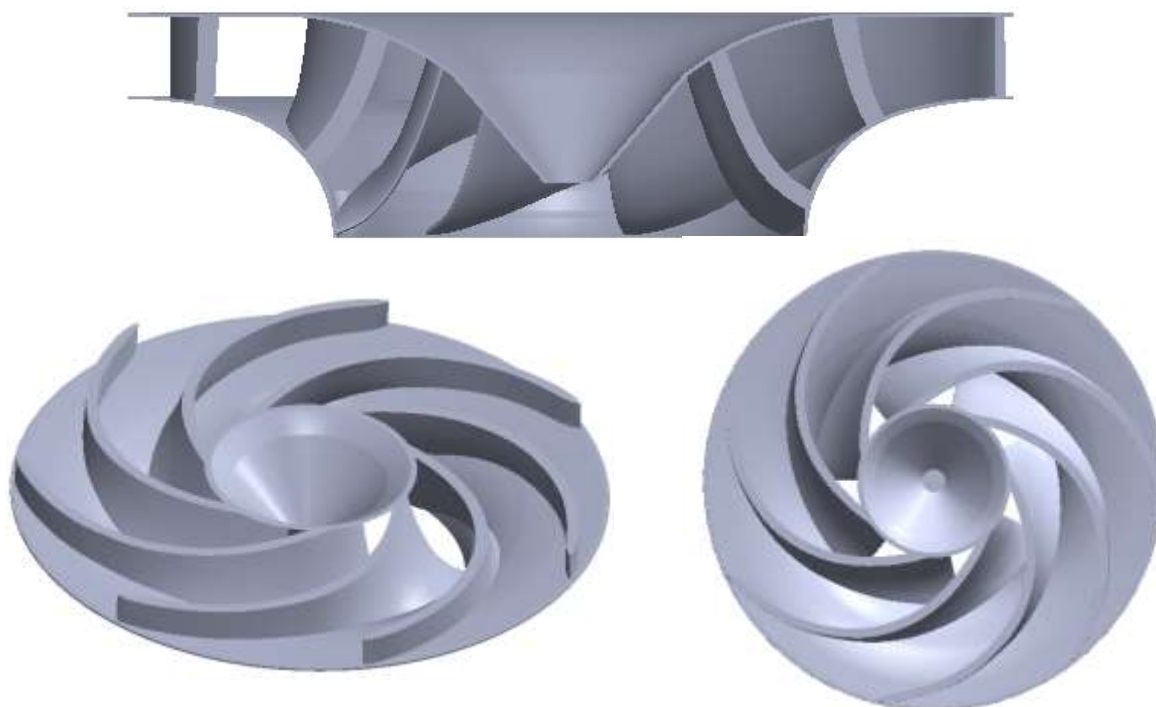


Figura 4.3 Vista de perfil seccionada y vista isométrica/superior seccionadas.

- Rodete con daños en un álabe

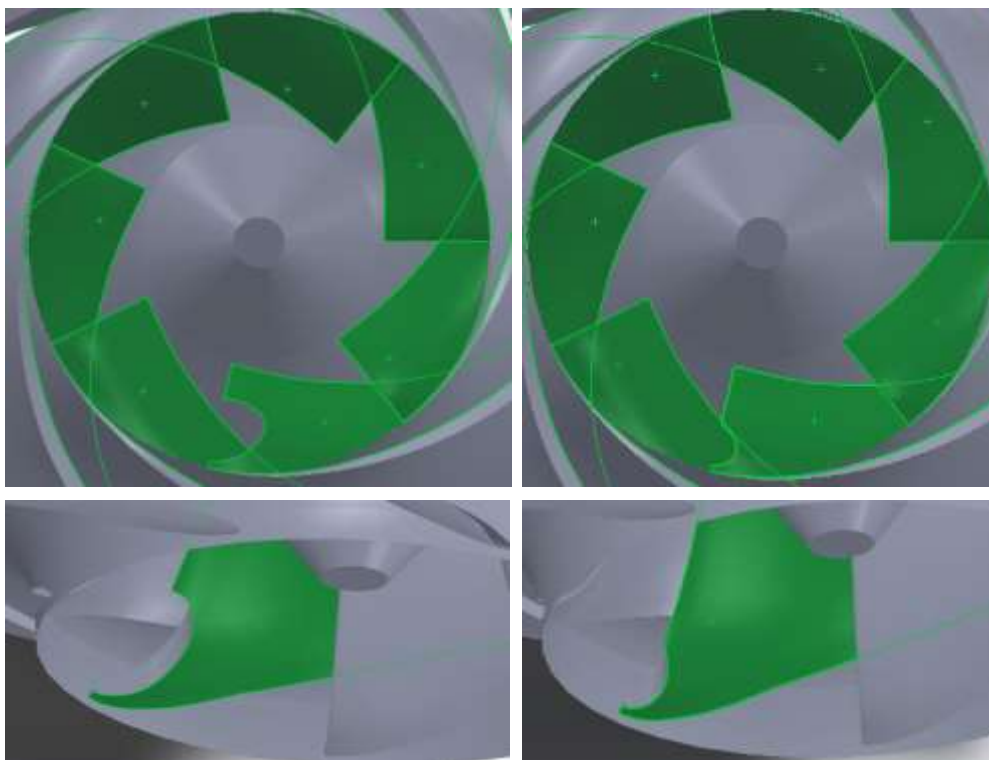


Figura 4.4 Vista inferior y detallada de los daños en el álabe: (Izquierda) Dañado grande, (Derecha) Dañado pequeño.

- **Tubo de aspiración**

El tubo de aspiración es de tipo codo de sección variable. La parte horizontal suele tener unos ciertos grados de inclinación hacia arriba para prevenir la posible entrada de aire por el área de salida. En esta geometría no ha sido necesario realizar ningún tipo de reparación.

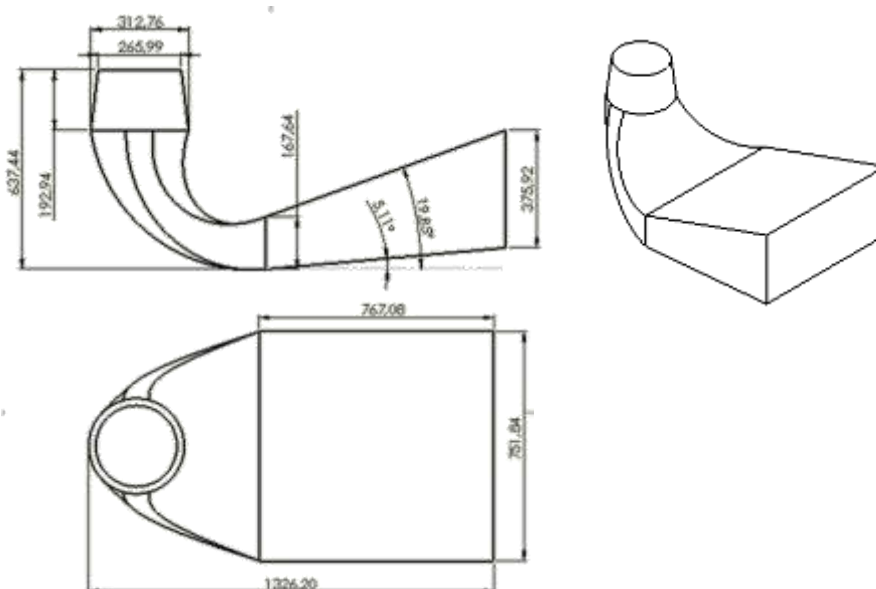


Figura 4.5 Vista alzado, planta e isométrica con las dimensiones del tubo de aspiración.

- Ensamblaje

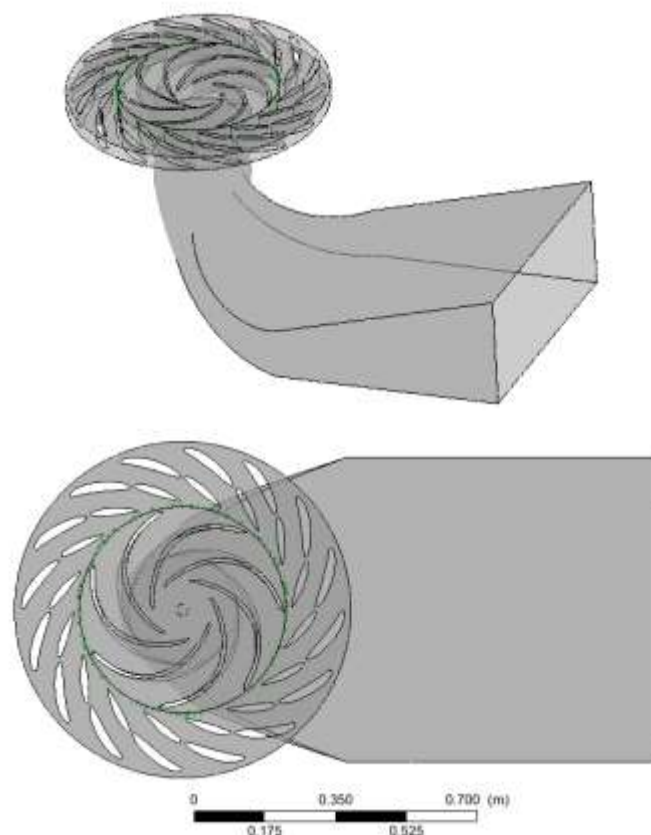


Figura 4.6 Vistas de los tres elementos ensamblados.

En este caso no se dispone de la geometría de la voluta. En su lugar, las condiciones de entrada del fluido en el distribuidor son introducidos manualmente. Todas las reparaciones realizadas sobre las geometrías se han llevado a cabo mediante la extensión de diseño 3D SpaceClaim, incluida en el programa Ansys.

4.1.1. Mallado

A continuación, se exponen todos los parámetros establecidos para la realización de la malla, así como sus calidades. El método utilizado emplea como elementos tetraedros y pirámides para la realización de la malla.

4.1.1.1. Stator o distribuidor

Para la realización del mallado de esta geometría, se ha empleado la opción «virtual topology» para suavizar el contorno de los álabes directrices con el objetivo de facilitar el mallado de la capa límite en la superficie de éstos y evitar que se puedan generar errores.

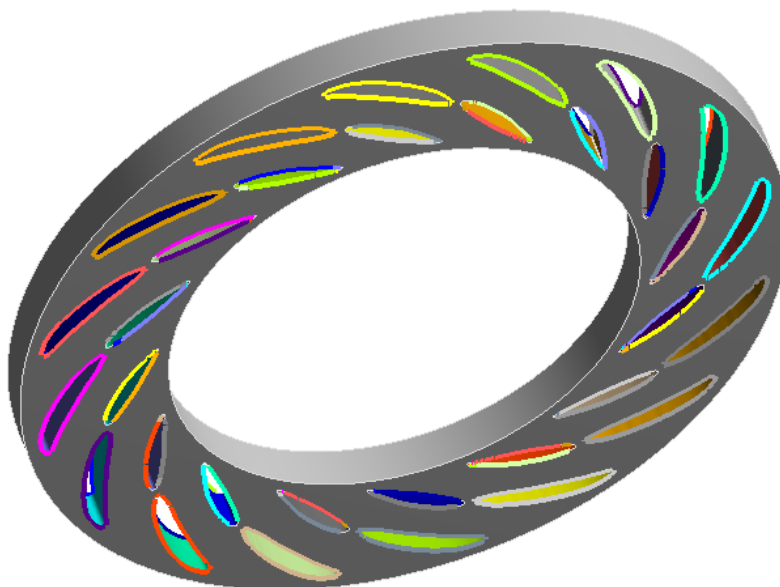


Figura 4.7 Conjunto de "virtual topology" aplicado en los álabes fijos y móviles del distribuidor.

A esta geometría se le ha aplicado 4 controles de tamaño de malla y un «Inflation» usado para refinar la malla para el control de la capa límite en los álabes.

- Control de mallado en toda la geometría

Body Sizing	
Tamaño elementos	0,002 mm
Ángulo normal curvatura	18°
Tamaño mínimo local	0,00057658 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.1 Parámetros mallado Body Sizing-Stator



Figura 4.8 Cuerpo en el que se ha aplicado el control de mallado.

- Control de mallado en caras de los álabes

Face Sizing	
Tamaño elementos	0,002 mm
Ángulo normal curvatura	18°
Tamaño mínimo local	0,00057658 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.2 Parámetros mallado Face Sizing álabes distribuidor.



Figura 4.9 Zonas de aplicación del control de mallado en álabes del distribuidor.

- Control de mallado Inlet & Outlet

Face Sizing	
Tamaño elementos	0,004 mm
Ángulo normal curvatura	18°
Tamaño mínimo local	0,00057658 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.3 Parámetros mallado Face Sizing Inlet/Outlet Distribuidor.



Figura 4.10 Zonas de aplicación del control de mallado en entrada y salida del distribuidor.

- Control de mallado en los bordes de salida de Guide Vanes

Face Sizing	
Tamaño elementos	0,00025 mm
Ángulo normal curvatura	18°
Tamaño mínimo local	0,00025 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.4 Parámetros mallado Face Sizing borde salida de los álabes fijos.



Figura 4.11 Zona de aplicación del control de mallado. Borde de salida del álabe fijo.

- Inflation

Inflation	
Tipo	0,002 mm
Espesor primera capa	0.00005967 mm
Nº capas	6
Growth Rate	1,2
Algoritmo	Pre

Tabla 4.5 Parámetros mallado inflation álabes del distribuidor.



Figura 4.12 Zona de aplicación del control de mallado en los álabes del distribuidor.

- Named Selections

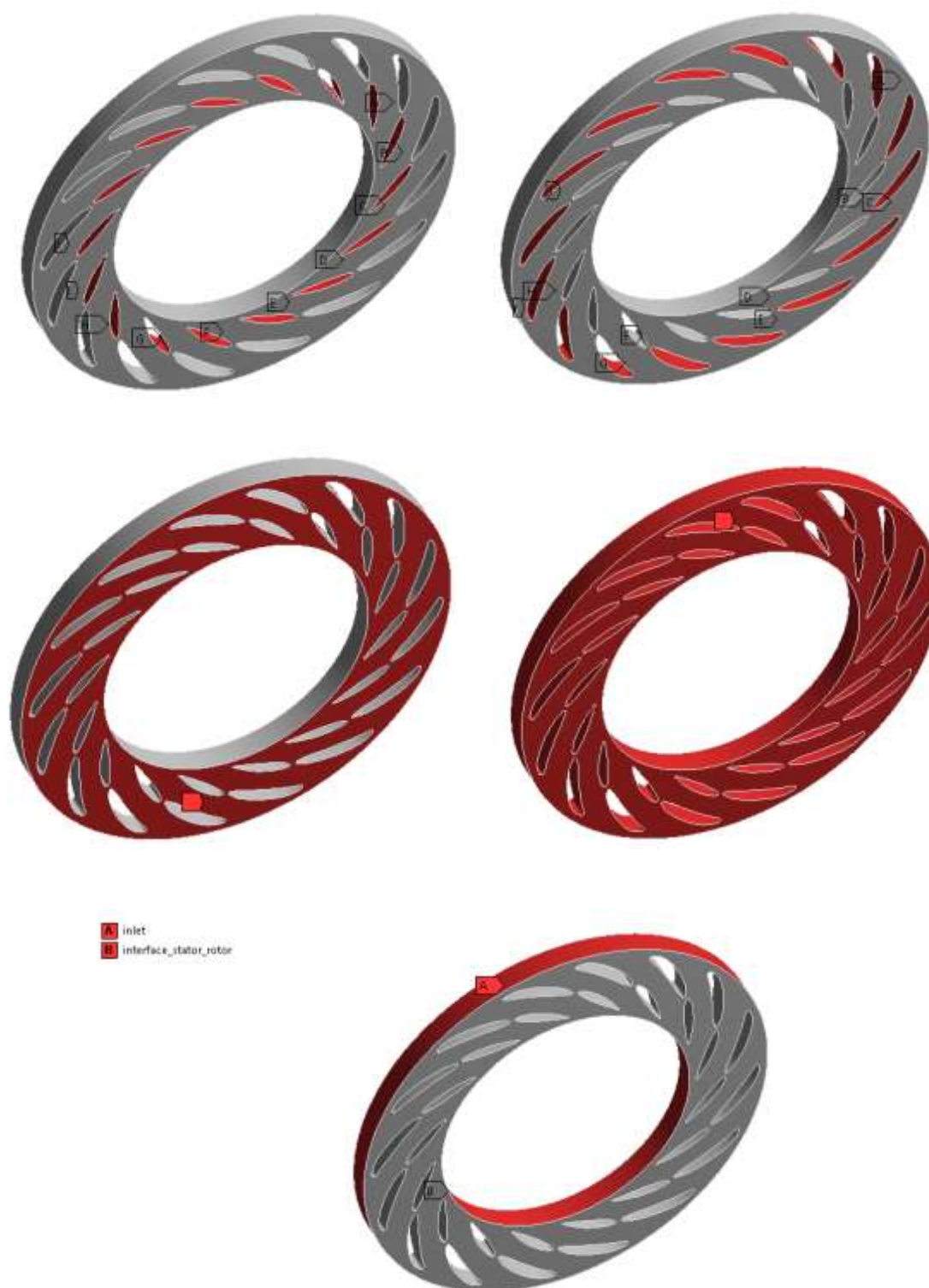


Figura 4.13 De izquierda a derecha y orden descendiente: Guide Vanes, Stay Vanes, paredes Stator, cuerpo Stator, Inlet/Outlet Stator.

- Resultado de la malla

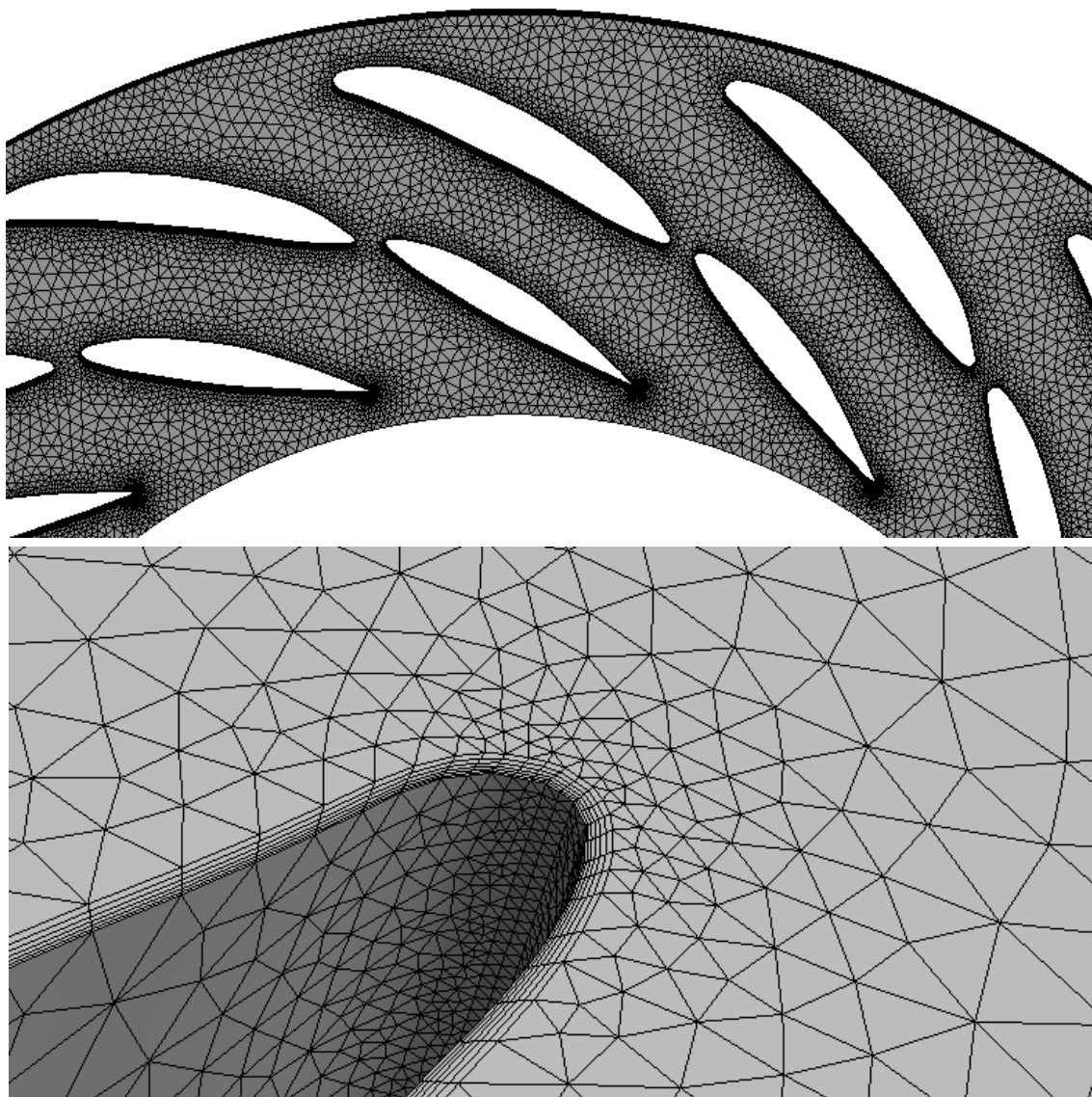


Figura 4.14 Vista general y detallada del mallado en el distribuidor. En la imagen inferior se aprecia el control de mallado "inflation" y el control de curvatura para poder captar el comportamiento en los bordes de ataque y salida de los álabes.

- Calidad y número de elementos/nodos

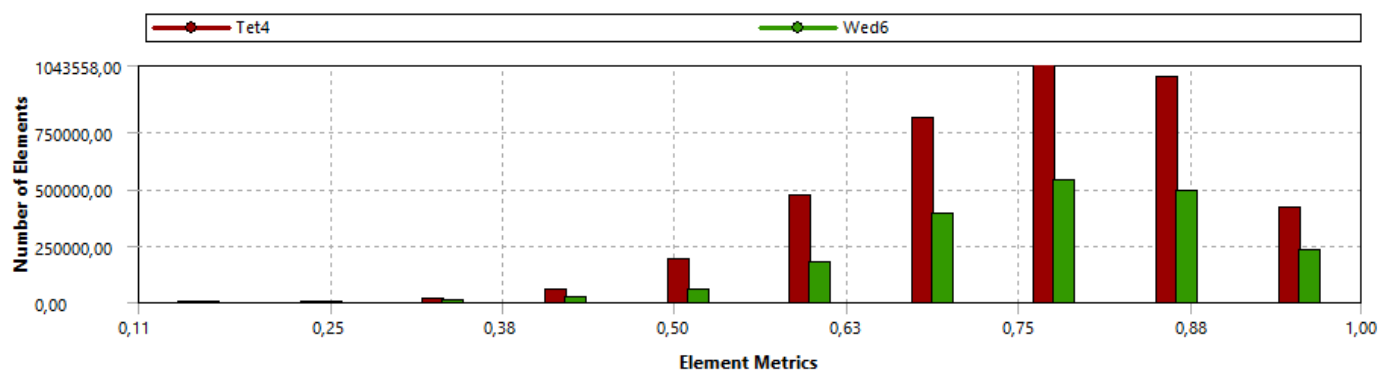


Figura 4.15 Calidad mallado en el distribuidor según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite.

Calidad de la malla	
<i>Suavidad</i>	Media
<i>Criterio</i>	Calidad ortogonal
<i>Mínimo</i>	0,10999
<i>Máximo</i>	0,99831
<i>Media</i>	0,76296
<i>Desviación estándar</i>	0,12197
<i>Nº Nodos</i>	1757712
<i>Nº Elementos</i>	5880862

Tabla 4.6 Calidad mallado del distribuidor.

4.1.1.2. Rotor o rodete

Para la realización del mallado de esta geometría, también se ha empleado la opción «virtual topology» para suavizar la curvatura que adopta el rodete además de los bordes de los álabes con el objetivo de facilitar el mallado y evitar que se puedan generar errores, ya que son zonas complicadas.

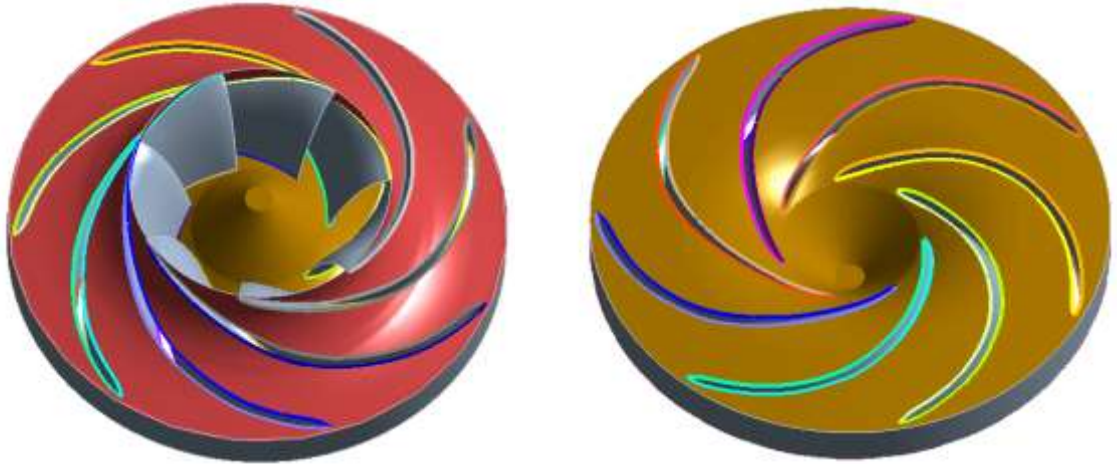


Figura 4.16 Zonas del rodete en las que se ha aplicado "virtual topology".

A esta geometría se le ha aplicado 6 controles de tamaño de malla y un «Inflation» usado para refinar la malla para el control de la capa límite en los álabes.

- Control de mallado en toda la geometría

Body Sizing	
Tamaño elementos	0,005 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00036635 mm
Growth Rate	1,2



Figura 4.17 Zona de aplicación control de mallado en el rodete.

Tabla 4.7 Parámetros mallado Body Sizing Rodete.

- Control de mallado Inlet & Outlet

Face Sizing	
Tamaño elementos	0,003 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00036635 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.8 Parámetros mallado Face Sizing Inlet/Outlet Rodete.



Figura 4.18 Zonas de aplicación del control de mallado en el rodete. Entrada y salida del fluido.

- Control de mallado de bordes de álabe parte superior

Edge Sizing	
Tamaño elementos	0,001 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00036635 mm
Growth Rate	1,2
Bias Type	No Bias

Tabla 4.9 Parámetros mallado Edge Sizing en los bordes superiores de los álabes del rodete.

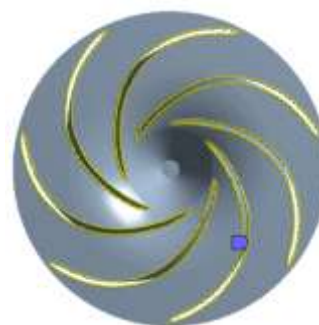


Figura 4.19 Zona de aplicación del control de mallado. Bordes superiores de los álabes del rodete.

- Control de mallado de superficies de los álabes

Face Sizing	
Tamaño elementos	0,002 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00036635 mm
Growth Rate	1,2

Tabla 4.10 Parámetros mallado Face Sizing en las superficies de los álabes del rodete.



Figura 4.20 Zona de aplicación del control de mallado en el rodete. Superficies de los álabes.

- Control de mallado de bordes de entrada y salida de los álabes

Edge Sizing	
Tamaño elementos	0,00025 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00025 mm
Growth Rate	1,2
Bias Type	No Bias

Tabla 4.11 Parámetros mallado Edge Sizing borde entrada y salida de los álabes.

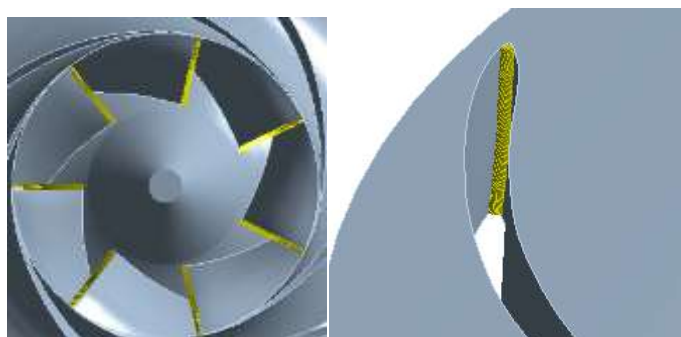


Figura 4.21 Zonas de aplicación del control de mallado en los bordes de entrada y salida de los álabes.

- Control de mallado de bordes de álabe parte inferior

Edge Sizing	
Tamaño elementos	0,001 mm
Ángulo normal curvatura	180°
Tamaño mínimo local	0,00036635 mm
Growth Rate	1,2
Bias Type	No Bias

Tabla 4.12 Parámetro mallado Edge Sizing bordes inferiores de los álaves del rodete.

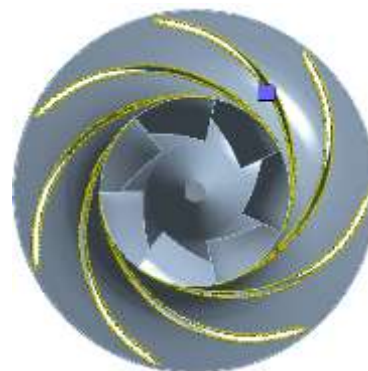


Figura 4.22 Zona de aplicación del mallado en los bordes de los inferiores de los álaves del rodete.

- Inflation

Inflation	
Tipo	Espesor primera capa
Altura primera capa	0.00005967 mm
Nº capas	6
Growth Rate	1,2
Algoritmo	Pre

Tabla 4.13 Parámetros mallado Inflation en los álaves del rodete.



Figura 4.23 Zonas de aplicación del control de mallado. Superficies de los álaves del rodete.

- Named Selections

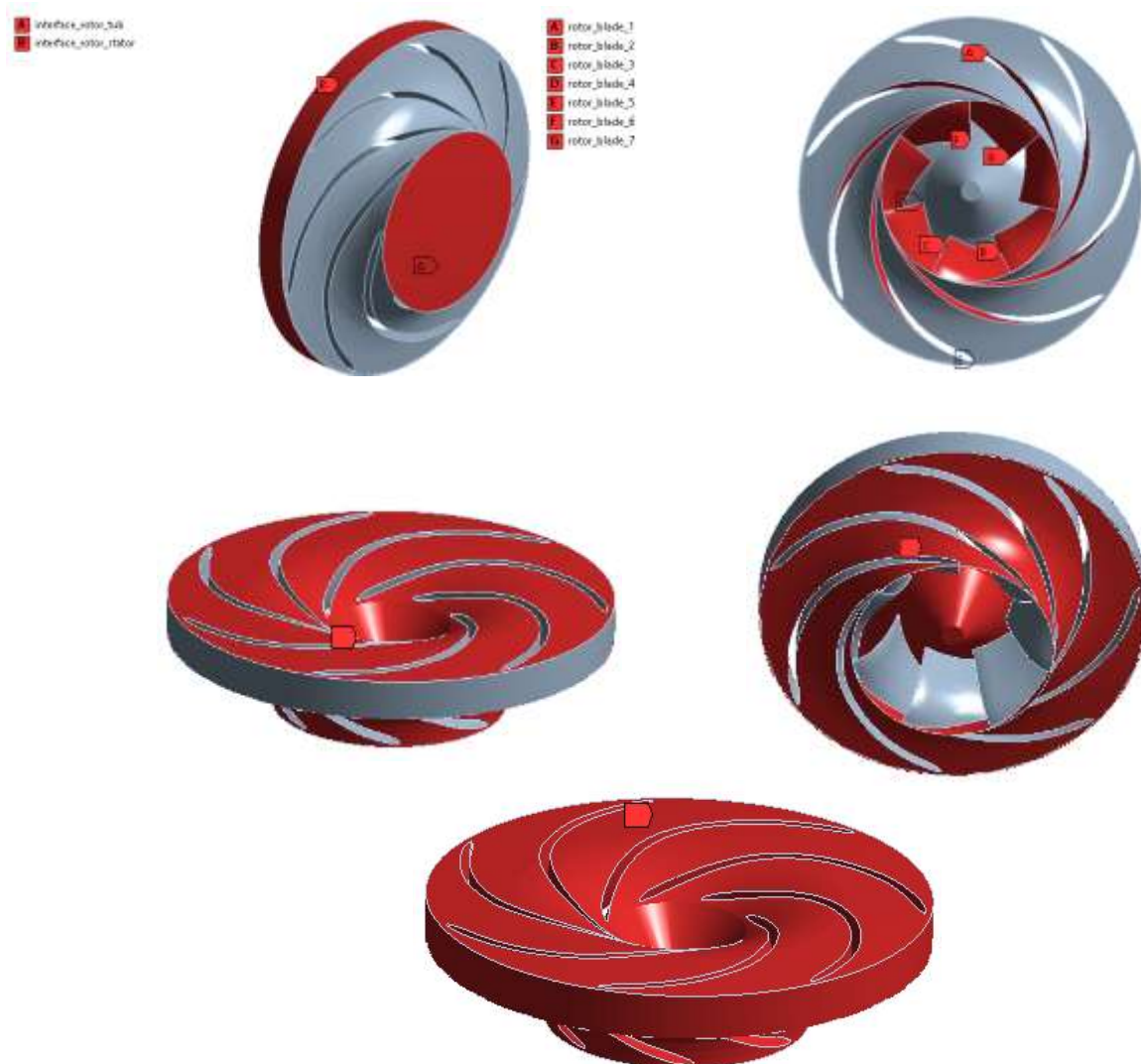


Figura 4.24 De izquierda a derecha y orden descendente: Inlet/Outlet, Álabes, Paredes Rotor, Cuerpo Rotor.

- Resultado de la malla

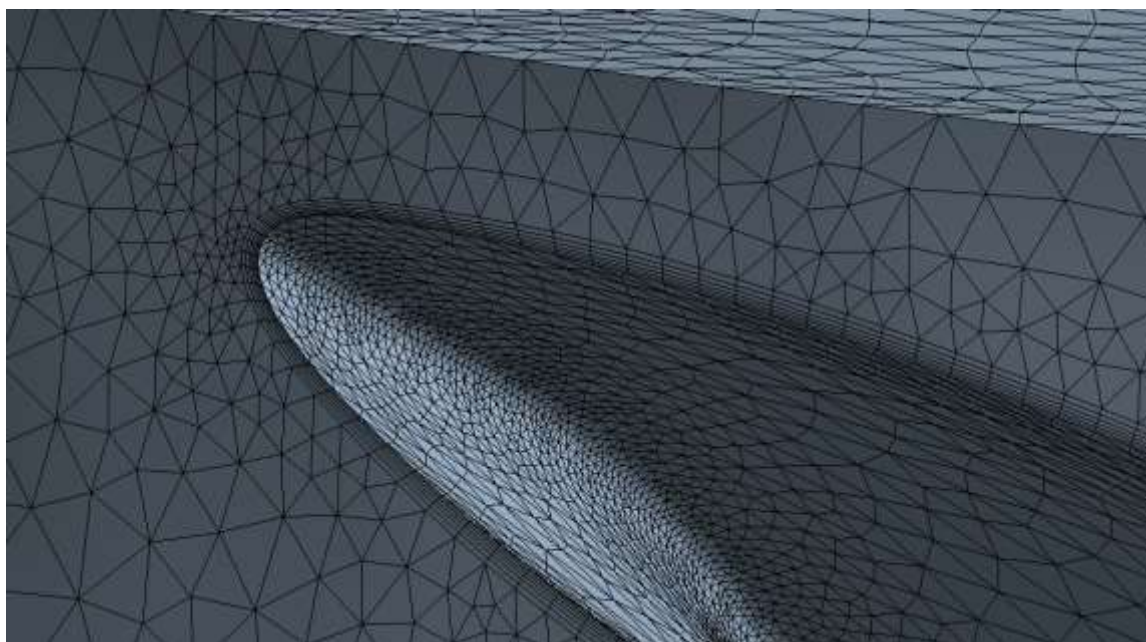
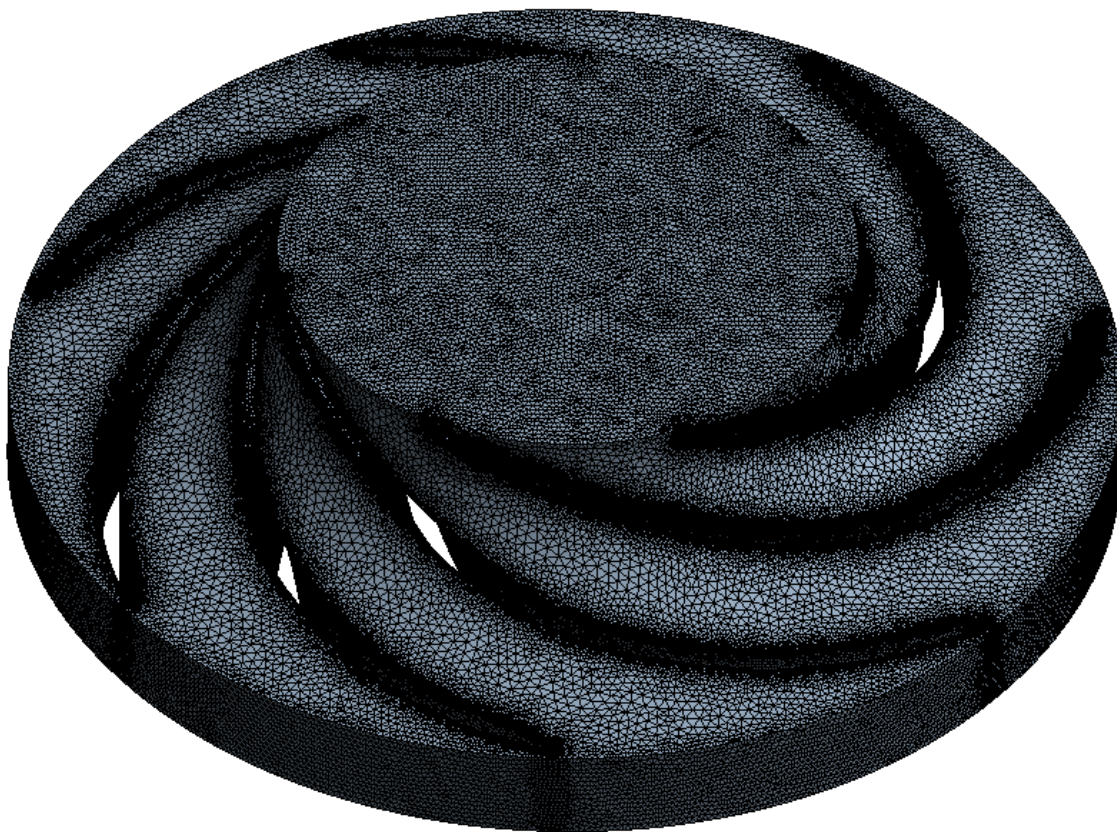


Figura 4.25 Vista general y de detalle del mallado en el rodete. En la segunda imagen se aprecia el refinamiento de la malla en la superficie y borde salida de los álabes.

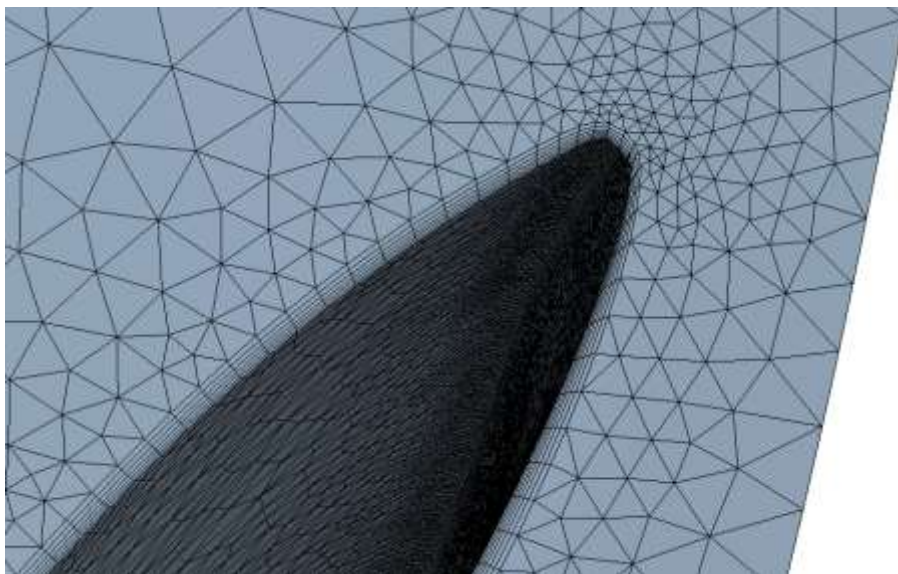


Figura 4.26 Vista detallada del refinamiento en la superficie y borde de entrada de los álabes.



Figura 4.27 Vistas de sección del rodete con representación 3D de los elementos de mallado.

- Calidad de la malla y número de nodos/elementos

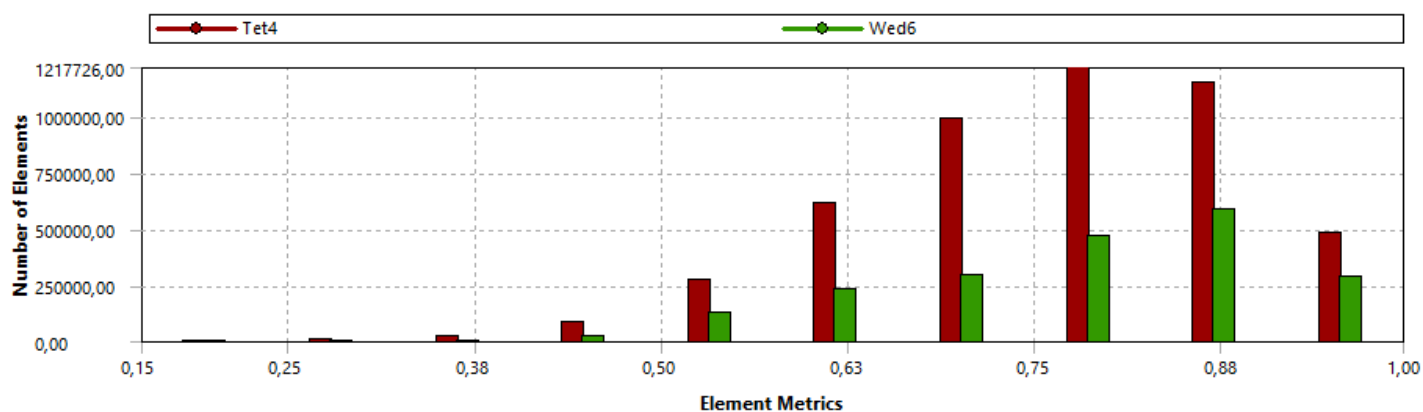


Figura 4.28 Calidad mallado en el rodete según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite.

Calidad de la malla	
<i>Suavidad</i>	Media
<i>Criterio</i>	Calidad ortogonal
<i>Mínimo</i>	0,15144
<i>Máximo</i>	0,99732
<i>Media</i>	0,76811
<i>Desviación estándar</i>	0,12287
<i>Nº Nodos</i>	1969426
<i>Nº Elementos</i>	6822728

Tabla 4.14 Calidad de mallado del rodete.

4.1.1.3. Tubo de aspiración

Para la realización del mallado de esta geometría, no ha sido necesario ningún tipo de reparación de la geometría, ya que no presenta regiones complejas que puedan comprometer la operación de mallado. A esta geometría se le ha aplicado un método específico de mallado «Patch Conforming» y un «Inflation» usado para refinar la malla en todas las superficies del tubo, importantes para monitorear la presión y efectos de posibles vórtices a lo largo del tubo.

- Método de mallado «Patch conforming»

Método de mallado	
Método	Tetraedros
Algoritmo	Patch Conforming
Orden elementos	Configuración global

Tabla 4.15 Método de mallado Patch conforming para el distribuidor.

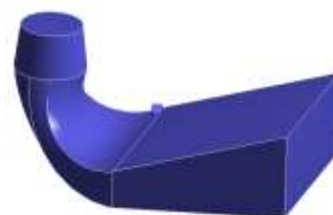


Figura 4.29 Zona de aplicación del control de mallado en el tubo de aspiración.

- Inflation

Inflation	
Tipo	Espesor primera capa
Altura primera capa	0.0006 mm
Nº capas	6
Growth Rate	1,2
Algoritmo	Pre

Tabla 4.16 Parámetros mallado Inflation Tubo aspiración.

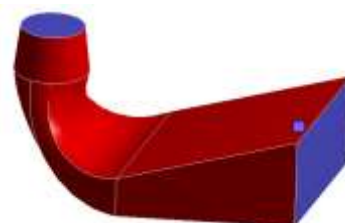


Figura 4.30 Zonas de aplicación del control de mallado. Conjunto de paredes del tubo.

- Named Selection

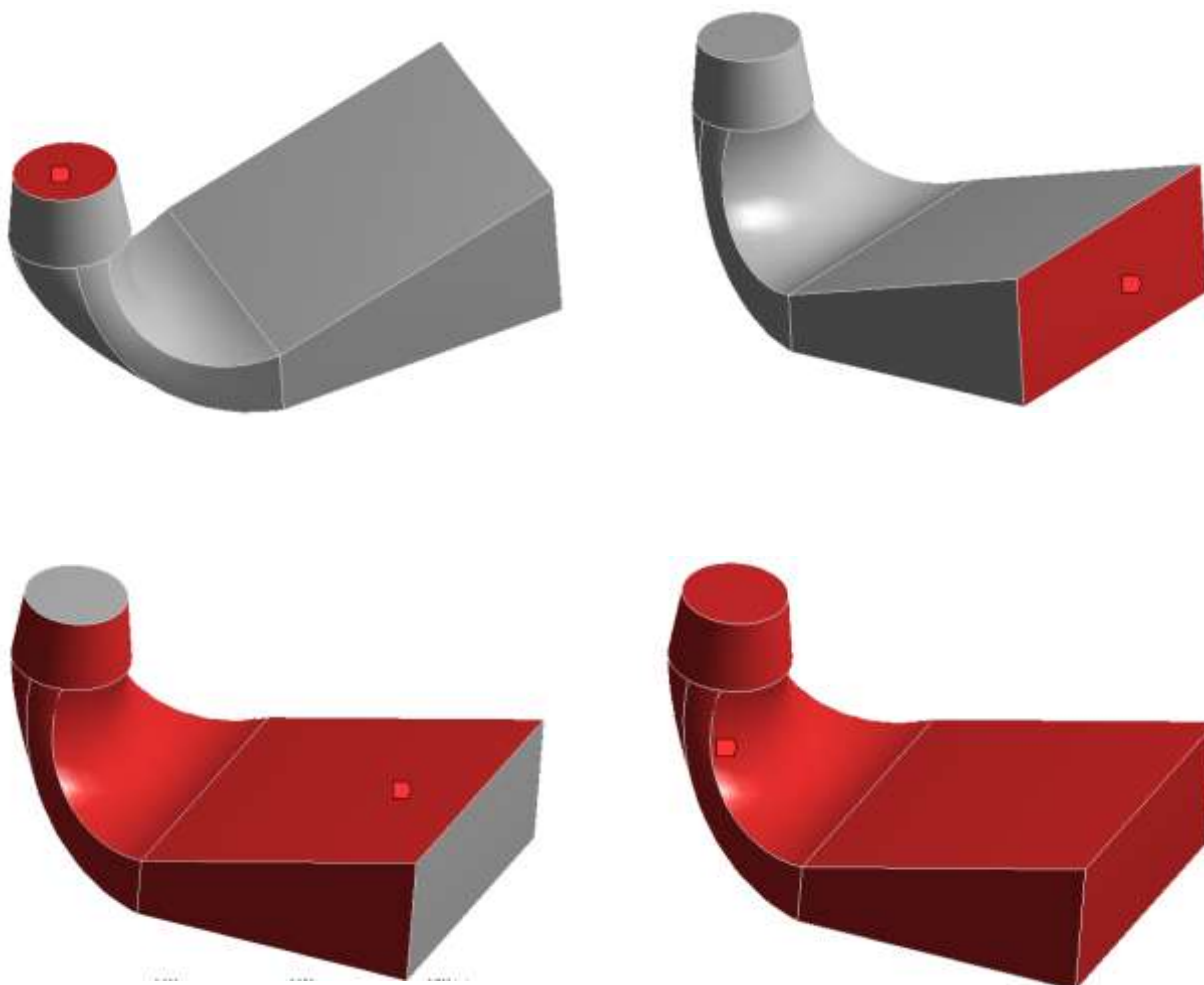


Figura 4.31 De izquierda a derecha y orden descendente: Inlet, Outlet, Paredes tubo, Cuerpo tubo.

- Resultado malla

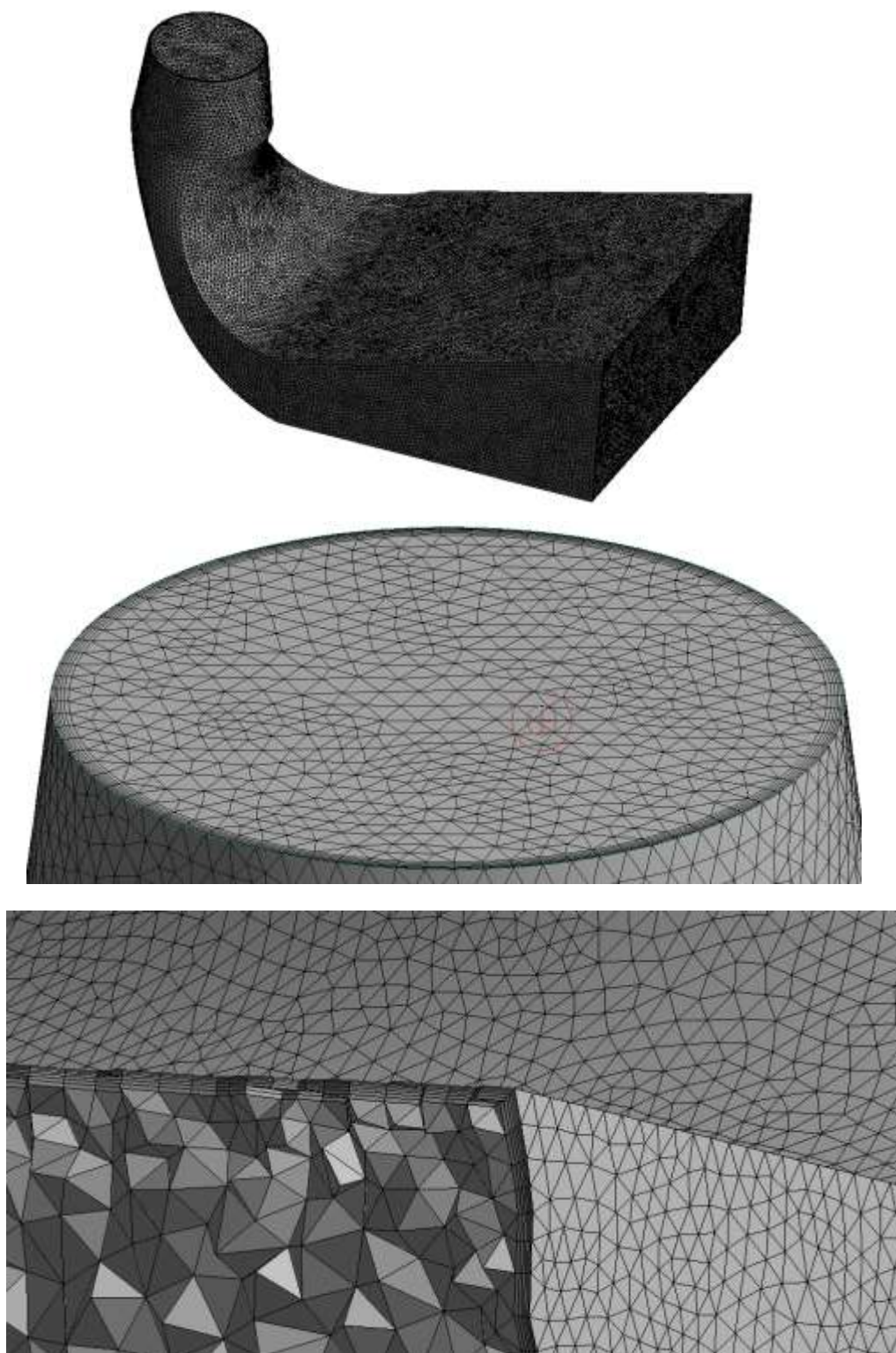


Figura 4.32 Vista general y detallada 3D de los elementos de mallado y el refinamiento aplicado en las paredes del tubo.

- Calidad de la malla y número de elementos/nodos

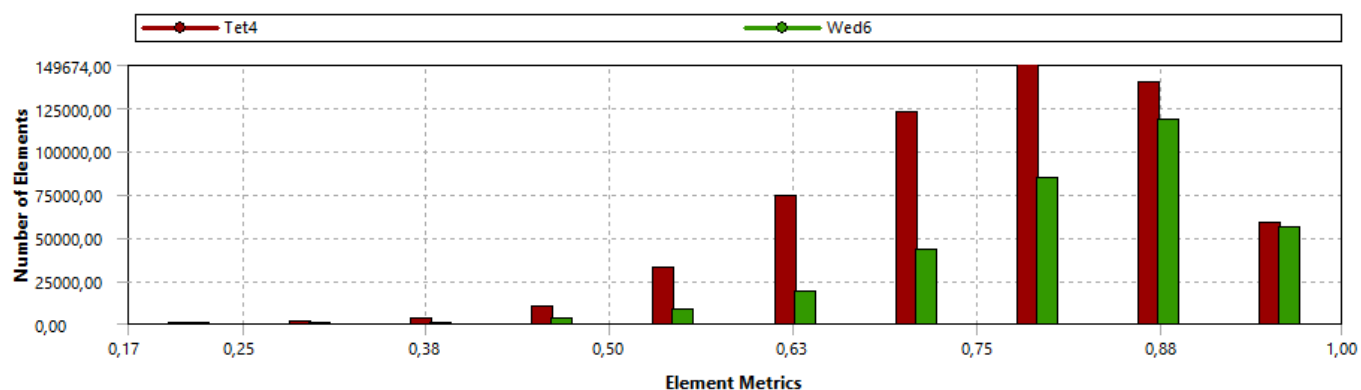


Figura 4.33 Calidad mallado del tubo de aspiración según tipo de elemento. Se observa la mayor cantidad de tetraedros en la geometría y empleando prismas para la discretización de la capa límite.

Calidad de la malla	
Suavidad	Media
Criterio	Calidad ortogonal
Mínimo	0,17159
Máximo	0,99755
Media	0,78644
Desviación estándar	0,11569
Nº Nodos	278967
Nº Elementos	915344

Tabla 4.17 Calidad mallado tubo de aspiración.

4.2. Simulación

Una vez obtenidas las mallas de todas las geometrías para cada caso de estudio, las tres geometrías que componen la turbina, son ensambladas en la extensión de Ansys CFX – CFX Pre. Una vez realizado el ensamblaje, se procede a introducir todos los parámetros para definir las condiciones de trabajo de la turbomáquina y las condiciones de contorno.

4.2.1. Tipo de análisis

En esta sección se establecen los parámetros básicos del estudio (Tipo de estudio, duración, intervalos y condiciones iniciales).

El tipo de estudio se establece como no estacionario. Al ser una turbomáquina y al haber elementos los cuales van rotando y no permanecen inmóviles, el comportamiento del fluido no va a ser constante. Una vez hayan convergido los resultados, no se obtendrá un flujo constante invariable, sino que este va a tener cierto comportamiento fluctuante, afectado por la interacción de las partes móviles del sistema.

Respecto al tiempo total de estudio, se ha establecido un número máximo de saltos de tiempo. Para obtener buenos resultados con buena precisión, se establece que el programa calculará cada 1° de giro del rodete. En busca de convergencia de los resultados y garantizar que el comportamiento del flujo está completamente desarrollado, el tiempo total de estudio es de 20 giros del rodete. Por tanto, si cada salto de tiempo corresponde a 1°, el número total de saltos es de 7200.

Una vez fijado el tiempo máximo, se establece el intervalo de tiempo entre saltos:

$$\begin{aligned} \text{Velocidad de giro} &= 3435 \text{ rpm} \cdot \frac{360^\circ}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 20610^\circ/\text{s} \\ &= 4,852 \times 10^{-05} \frac{\text{s}}{\text{grado de giro}} \end{aligned} \tag{5.1}$$

Basic Settings	
<i>Option</i>	Transient
Time Duration	
<i>Option</i>	Maximum Number of Timesteps
<i>Max. Timesteps</i>	7200
Time Steps	
<i>Option</i>	TimeSteps
<i>Timesteps</i>	4,852e-05 (s)
Initial Time	
<i>Option</i>	Automatic with Value
<i>Time</i>	0 (s)

Tabla 4.18 Parámetros para análisis de flujo no estacionario.

Por último, se introduce el tiempo inicial del estudio, que se fija en el instante 0(s).

4.2.2. Dominios del Stator, rotor y tubo de aspiración

En esta sección se introducen todos los parámetros que definen el dominio del fluido para cada parte de la turbina. Para las tres partes, todos los parámetros son idénticos, excepto el movimiento del dominio, donde para el rotor se debe introducir la opción de rotatorio, acompañado de la velocidad de giro, cuyo valor es de -3435 rev/min (valor negativo indicando que gira en sentido horario).

Por otro lado, a los tres dominios se les activa la opción «Bouyant», la cual tiene en cuenta el peso del agua, por lo tanto, se debe introducir también el valor de la gravedad (-) en el eje correspondiente y la temperatura del fluido. Aspecto importante si se tienen grandes cantidades de fluido con diferencia entre cotas considerables.

Respecto al modelo de turbulencia, se establece «Shear Stress Transport k-omega» (SST k- ω), el cual es bastante conocido debido a su gran eficacia en simulaciones de turbomaquinaria, para controlar regiones cerca de paredes (k- ω), y para zonas alejadas de paredes utiliza (k- ϵ), e idóneo para obtener los pulsos de presión y con coste computacional no tan elevado. También se activa la opción de corrección de curvatura, la cual es necesaria para resolver con mayor precisión flujos con altos niveles de vorticidad o rotacionales, como los que ocurren en el tubo de aspiración [31].

Dominio	
Tipo fluido	Agua
Densidad	1000 kg/m ³
Temperatura	25°
Presión	
Presión de referencia	1 atm
Bouyancy Model	
Opción	Bouyant
Gravedad	-9,81 m/s ²
Temperatura de referencia	298 K
Transferencia de calor	
Opción	Isotérmico
Modelo de turbulencia	
Opción	Shear Stress Transport (SST)
Intensidad de turbulencia	Media (5%)
Corrección de curvatura	1

Tabla 4.19 Parámetros del dominio especificando propiedades del fluido y tipo de flujo.

- **Configuración entrada fluido «Inlet»**

Los parámetros de entrada del fluido se introducen la superficie del perímetro exterior del distribuidor. Se establece el caudal másico de agua que fluye y su dirección en coordenadas cilíndricas.

Inlet	
Régimen de flujo	Subsónico
Mass Flow Rate	953 kg/m ³
Componentes cilíndricas	
Componente axial	0
Componente radial	-0,71428
Componente theta	-1

Tabla 4.20 Parámetros de entrada del fluido en el distribuidor.

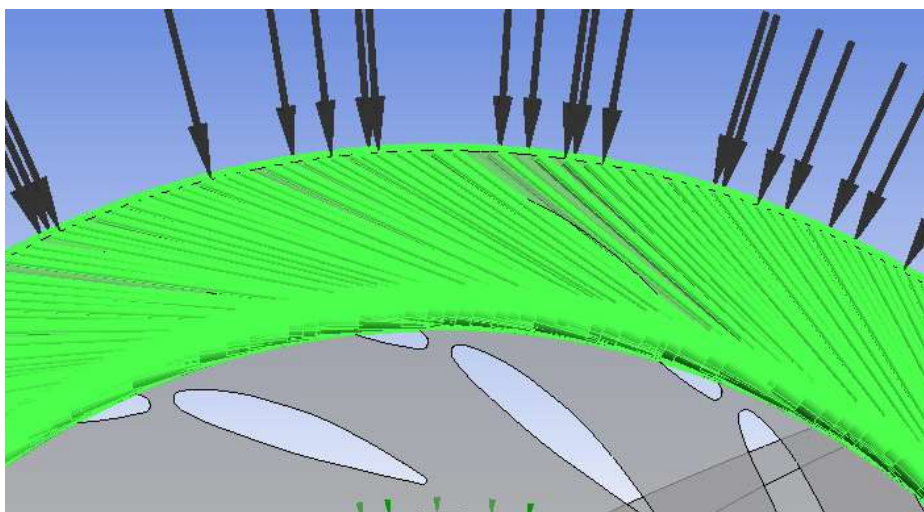


Figura 4.34 Representación vectorial de la entrada del fluido en el distribuidor.

- **Configuración salida fluido «Outlet»**

Los parámetros de salida del fluido se introducen en la abertura final del tubo de aspiración. En este caso no se establece un «outlet», sino una salida abierta (opening). Esta opción permite que exista, aun fijando un valor de salida, como la presión, la posibilidad de que haya zonas en el área de salida con flujo reversible.

Outlet	
Régimen de flujo	Subsónico
Opción de salida	Presión de salida y dirección
Presión relativa	1 (Pa)
Dirección del flujo	Normal a la superficie de salida

Tabla 4.21 Parámetros de salida del flujo en el tubo de aspiración.

- **Configuración paredes**

Se debe establecer que todas las superficies de las geometrías actúan como paredes o zonas de contacto con el fluido. Estas zonas están compuestas por: álabes directrices del stator, álabes del rotor y todas las paredes estructurales del stator, rotor y tubo de aspiración. Todas ellas se consideran como «Non slip wall» para tener en cuenta el efecto de la interacción de la viscosidad con las paredes y obtener resultados más precisos, y con la opción «Smooth wall», considerando que es una superficie lisa sin tener en cuenta la rugosidad del material.

4.2.3. Interfaces

Para poder transmitir la información de un dominio a otro, se introducen «Interfaces» ubicadas en las zonas de contacto entre Stator-Rotor y entre Rotor-Tubo de aspiración. Las interfaces son de tipo Fluido-Fluido y están conectadas con una conexión general. Respecto al parámetro «Frame change», se introduce la opción «Transient Rotor-Stator», para predecir el correctamente el fenómeno RSI (aunque incrementan los requisitos computacionales). Para establecer cómo es la conexión entre los elementos de una malla a otra y al ser de tipo «Non conformal», se introduce la opción «Generalized Grid Interface» (GGI) para conectar las regiones.

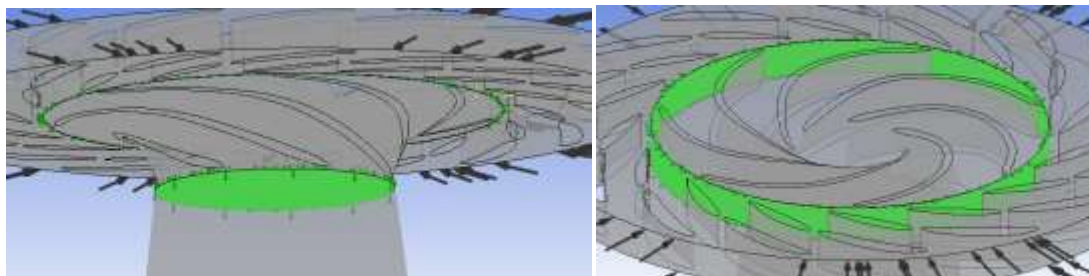


Figura 4.35 (Izquierda) Interface Rotor -Tubo. (Derecha) Interface Stator - Rotor.

4.2.4. Monitores

Para la obtención de los datos de interés, se han introducido dos tipos de monitores, los que miden los coeficientes de Lift y Drag de los álabes, tanto del distribuidor como del rodete, y que irán asociados a una expresión para obtener los valores, y los que miden la presión del fluido en diferentes zonas alrededor de los puntos de interés.

Las zonas de interés son tres:

- Rodete y distribuidor

Los monitores están distribuidos alrededor de los álabes de interés, para poder tener buenas mediciones del fenómeno RSI y ver cómo se comporta el fluido a causa de ello. En los tres primeros casos (un solo álabe dañado con daño de diferentes tamaños) se utilizan los mismos monitores. Para los casos dañados se añaden más monitores para poder captar la influencia que puedan tener los álabes dañados en otros contiguos. Estos monitores deben tener la opción de actualizar posición cada TimeStep, ya que son los que están ubicados en la parte móvil de la turbina.

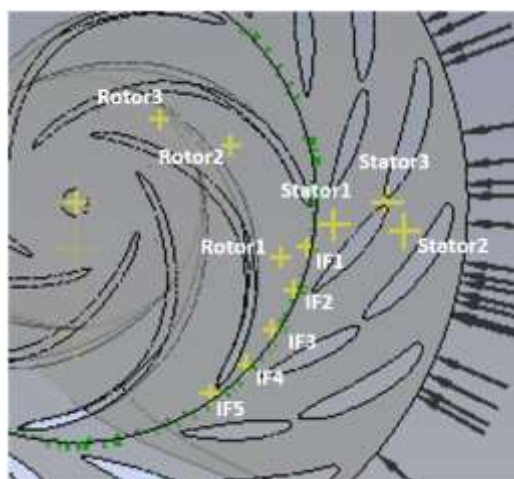


Figura 4.36 Distribución de los monitores de presión ubicados en el distribuidor y el rodete.

- **Boca del tubo de aspiración**

Seis monitores de presión son posicionados en el primer tramo del tubo de aspiración, tres de ellos distribuidos axialmente y otros tres radialmente. Estos medidores son útiles para poder controlar el flujo rotatorio a la salida del rodete, y en el caso de presencia de vórtice, ver sus efectos.

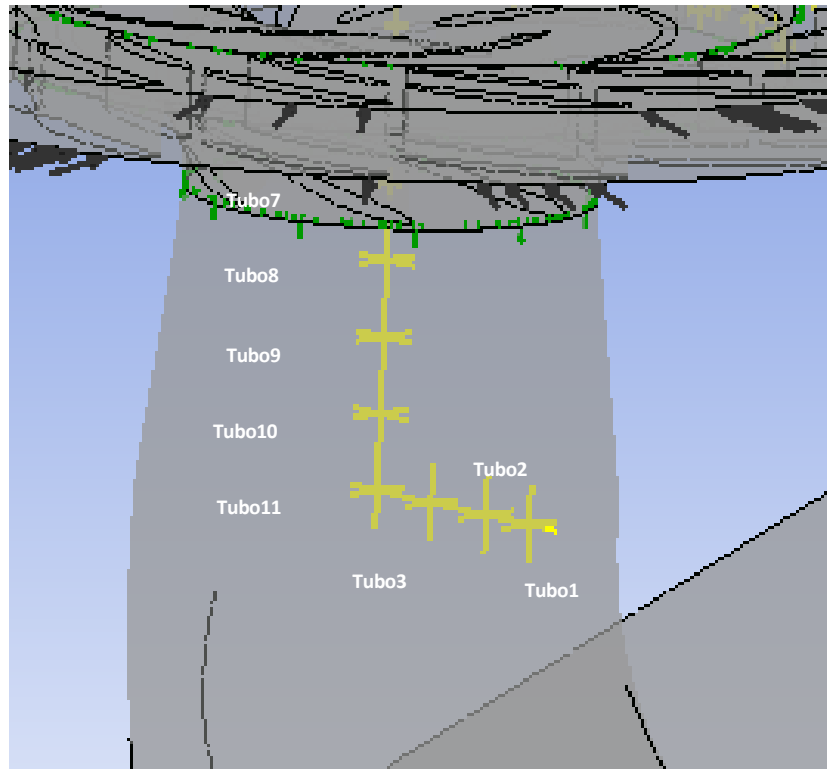


Figura 4.37 Distribución de los monitores ubicados en el tubo de aspiración. En disposición vertical descendente, monitores: 7, 8, 9, 10, 11. En disposición horizontal, de pared hacia centro, monitores: 1, 2, 3.

- **Paredes del tubo de aspiración**

Tres monitores de presión son posicionados próximos a una de las paredes laterales, desde la parte central del tubo hasta la parte final. Estos monitores son útiles para poder controlar pulsos de presión residuales creados por los vórtices de salida del rodete, y que pueden generar vibraciones en el tubo que pueden ser transmitidas por toda la instalación, incluso aguas arriba.

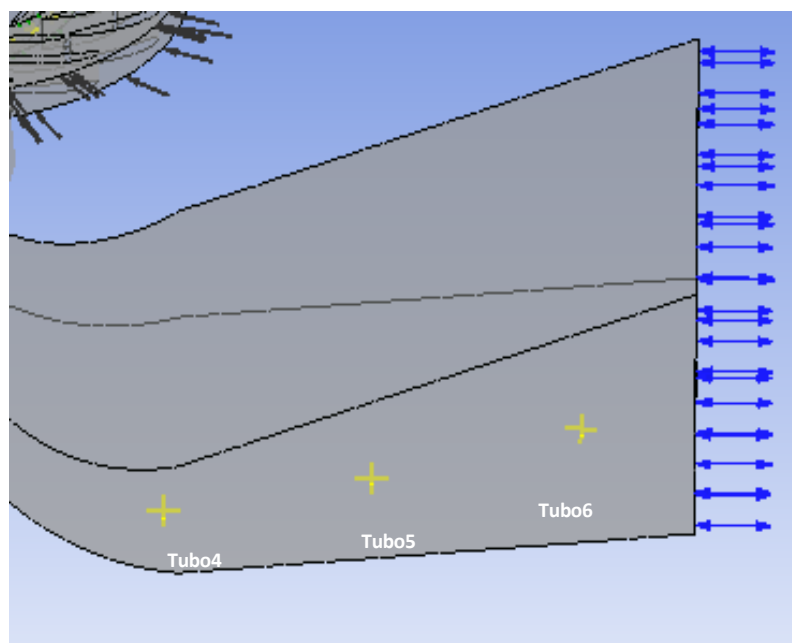


Figura 4.38 Distribución monitores de presión en la salida del tubo de aspiración. Ubicados en la proximidad de la pared del tubo y de izquierda a derecha, monitor: 4, 5, 6.

4.2.5. Monitores comunes

Punto	Axial (m)	Radial (m)	Theta (°)	Variable	Position update frequency
IF1	0	0,249	-11	pressure	Initial mesh only
IF2	0	0,249	-22	pressure	Initial mesh only
IF3	0	0,249	-33	pressure	Initial mesh only
IF4	0	0,249	-44	pressure	Initial mesh only

IF5	0	0,249	-55	pressure	Initial mesh only
Stator1	0	0,275	-5	pressure	Initial mesh only
Stator2	0	0,35	-5	pressure	Initial mesh only
Stator3	0	0,33	0	pressure	Initial mesh only
Tubo1	-0,3	0,14	-90	pressure	Initial mesh only
Tubo2	-0,3	0,1	-90	pressure	Initial mesh only
Tubo3	-0,3	0,05	-90	pressure	Initial mesh only
Tubo4	-0,65	0,55	-40	pressure	Initial mesh only
Tubo5	-0,6	0,8	-26	pressure	Initial mesh only
Tubo6	-0,54	1,05	-19,5	pressure	Initial mesh only
Tubo7	-0,10	0	0	pressure	Initial mesh only
Tubo8	-0,15	0	0	pressure	Initial mesh only

Tubo9	-0,20	0	0	pressure	Initial mesh only
Tubo10	-0,25	0	0	pressure	Initial mesh only
Tubo11	-0,30	0	0	pressure	Initial mesh only

Tabla 4.22 Coordenadas monitores comunes entre casos, variable a medir y método.

4.2.6. Expresiones y monitores para caso sin daños

Para el cálculo de los valores de Lift y drag de los distintos álabes se utilizan las expresiones y funciones predeterminadas de CFX. El lift, al generarse por la diferencia de presiones entre extradós e intradós del álabe, se calcula mediante la integral de la presión a lo largo de toda la superficie del álabe. Respecto al Drag, que es debido a la resistencia que genera el fluido al tener cierta viscosidad, se calcula mediante la integral de todos los esfuerzos cortantes a lo largo de toda la superficie del álabe.

Expresiones	
Stay Vane Drag	areaInt(Wall Shear)@REGION:stay_vane_4
Stay Vane Lift	areaInt(Pressure)@REGION:stay_vane_4
Rotor Blade Drag	areaInt(Wall Shear)@REGION:rotor_blade_1
Rotor Blade Lift	areaInt(Pressure)@REGION:rotor_blade_1
Guide Vane Drag	areaInt(Wall Shear)@REGION:guide_vane_5
Guide Vane Lift	areaInt(Pressure)@REGION:guide_vane_5

Tabla 4.23 Expresiones para cálculo de Lift y Drag para caso sin daños.

Punto	Axial (m)	Radial (m)	Theta (°)	Variable	Position update frequency
Rotor1	0	0,225	-15	Pressure	Every TimeStep
Rotor2	0	0,175	20	Pressure	Every TimeStep
Rotor3	-0,02	0,125	45	Pressure	Every TimeStep

Tabla 4.24 Coordenadas monitores caso sin daños, variable a medir y método.

4.2.7. Expresiones y monitores para caso dañado pequeño y grande

Para los casos con daños en uno de los álabes, se calcula la sustentación y resistencia de un álabe sin dañar, el álabe dañado y el álabe contiguo al que contiene daños, con el objetivo de poder ver si la posible estela que genera el álabe dañado influye en el comportamiento del álabe contiguo.

Expresiones	
<i>Stay Vane Drag</i>	areaInt(Wall Shear)@REGION:guide_vane_4
<i>Stay Vane Lift</i>	areaInt(Pressure)@REGION:guide_vane_4
<i>Rotor Blade Drag</i>	areaInt(Wall Shear)@REGION:rotor_blade_4
<i>Rotor Blade Drag contiguo roto</i>	areaInt(Wall Shear)@REGION:rotor_blade_2
<i>Rotor Blade Drag roto</i>	areaInt(Wall Shear)@REGION:rotor_blade_1
<i>Rotor Blade Lift</i>	areaInt(Pressure)@REGION:rotor_blade_4
<i>Rotor Blade Lift contiguo roto</i>	areaInt(Pressure)@REGION:rotor_blade_2
<i>Rotor Blade Lift roto</i>	areaInt(Pressure)@REGION:rotor_blade_1
<i>Guide Vane Drag</i>	areaInt(Wall Shear)@REGION:wicked_gate_5
<i>Guide Vane Lift</i>	areaInt(Pressure)@REGION:wicked_gate_5

Tabla 4.25 Expresiones para cálculo de Lift y Drag para casos dañados pequeño y grande.

Punto	Axial (m)	Radial (m)	Theta (°)	Variable	Position update frequency
Rotor1	0	0,225	-15	Pressure	Every TimeStep
Rotor2	0	0,175	20	Pressure	Every TimeStep
Rotor3	0,02	0,125	45	Pressure	Every TimeStep
Rotor4	0	0,225	190	Pressure	Every TimeStep
Rotor5	0	0,175	220	Pressure	Every TimeStep
Rotor6	0,02	0,125	-110	Pressure	Every TimeStep

Tabla 4.26 Coordenadas monitores caso dañado pequeño y grande, variable a medir y método.

4.2.8. Solver Control

El método de cálculo es de alta resolución (para turbulencia incluido) y de segundo orden. Respecto a los controles de convergencia, se establecen dos restricciones: conseguir un residuo tipo (RMS) de $1e-04$ o realizar un máximo de 10 iteraciones por cada salto de tiempo.

4.3. Postprocesado

Una vez las simulaciones hayan sido completadas durante el tiempo de simulación establecido, todos los datos resultantes serán tratados para poder ver y estudiar el comportamiento respecto a campos de velocidades, presiones y pulsos proporcionados por los monitores. En el caso de los datos obtenidos en los monitores, es importante eliminar los primeros intervalos de tiempo en los que la solución aún no ha convergido, asegurando tratar sólo los resultados «reales».

Por un lado, para la representación gráfica del comportamiento del fluido dentro de la turbomáquina se realizará mediante la extensión CFD-Post de Ansys, donde se extraerán: contornos de presiones de toda la geometría, pero poniendo énfasis en el plano que mejor representa el efecto RSI; contornos y campos vectoriales de las velocidades, concretamente en la superficie de los álabes para observar el comportamiento del fluido en éstos; «streamlines» para ver el comportamiento total del fluido a lo

largo de toda la geometría y animaciones de diferentes contornos para observar el comportamiento en función del tiempo.

Por otro lado, los datos obtenidos de los monitores ubicados en distintos puntos a lo largo de toda la geometría de la turbomáquina y que representan la presión en función del tiempo, serán tratados con el programa de software matemático MATLAB. Este programa permite un mejor tratamiento de los datos numéricos obtenidos en el momento de realizar la transformada de Fourier y obtener los espectros de frecuencias de las señales de presión obtenidas. El objetivo es representar los espectros de todos los casos estudiados y poder observar cómo las frecuencias predominantes de los pulsos de presión van variando en función de cada caso, pudiendo evaluar si existe posibilidad de entrada en resonancia de alguno de los componentes.

5. Resultados

A continuación, serán mostrados todos los resultados de todos los casos a estudiar obtenidos por las simulaciones. Estos resultados serán expuestos en dos apartados: una primera parte de validación o correlación, en la que se compararán y verificará que los resultados obtenidos del caso sin daños con los resultados teóricos, en especial con las frecuencias de funcionamiento; y una segunda parte de comparación, en la que se mostrarán las diferencias entre los tres casos de estudio mediante la utilización de los gráficos de las señales de presión, espectros de frecuencias y representaciones gráficas de los contornos de medidas de medición.

Respecto a los gráficos de las señales de presión serán mostrados en presión absoluta, por lo tanto, es añadido el valor de la presión atmosférica a los resultados ya que los monitores fueron programados para registrar presiones relativas.

Para la representación de los espectros de frecuencia, se hará en función de la frecuencia (Hz) y RMS, en inglés «root mean square», herramienta útil para el tratamiento de señales sinusoidales, calculando la media de las amplitudes de las señales de presión de los monitores.

5.1. Validación y resultados caso sin daños.

Para la validación de los resultados, se comparan las frecuencias teóricas de giro del rodete representadas en la Tabla 3.1, con las obtenidas mediante la simulación. Para ello, los mejores monitores para esta comparación son los ubicados en el distribuidor y el monitor de presión colocado más cercano al perímetro del rodete.

- Monitores Stator

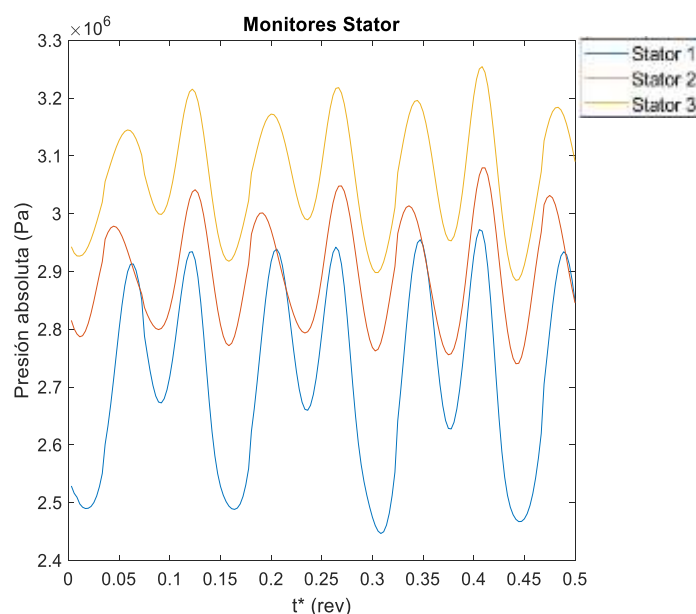


Figura 5.1 Señales de presión en el distribuidor en el caso sin daños.

Observando las señales de presión de los tres monitores se pueden apreciar diversos aspectos. Por un lado, se intuye viendo la forma de doble pico de las ondas, que éstas están formadas por la suma de dos frecuencias, lo más probable es que sea la frecuencia de 400 Hz, que correspondería con el periodo total de la señal, y el segundo armónico de 800 Hz que se vería reflejado en ese doble pico. Por otro lado, el monitor Stator 1, representa la mayor amplitud, es decir, las variaciones de presión más grandes. Esto es debido a que es el monitor más cercano al rodete y a las regiones afectadas por el fenómeno RSI.

Con las representaciones de los espectros de frecuencias se pueden extraer algunas peculiaridades del funcionamiento de la turbomáquina. Como se ve reflejado, la frecuencia predominante es el segundo armónico y no la frecuencia fundamental que se debería apreciar desde el Stator (400 Hz). Un estudio realizado por C. G. Rodríguez et al. [26] sobre la misma turbomáquina, muestran una tabla con el orden de las frecuencias que se van a manifestar durante su operación.

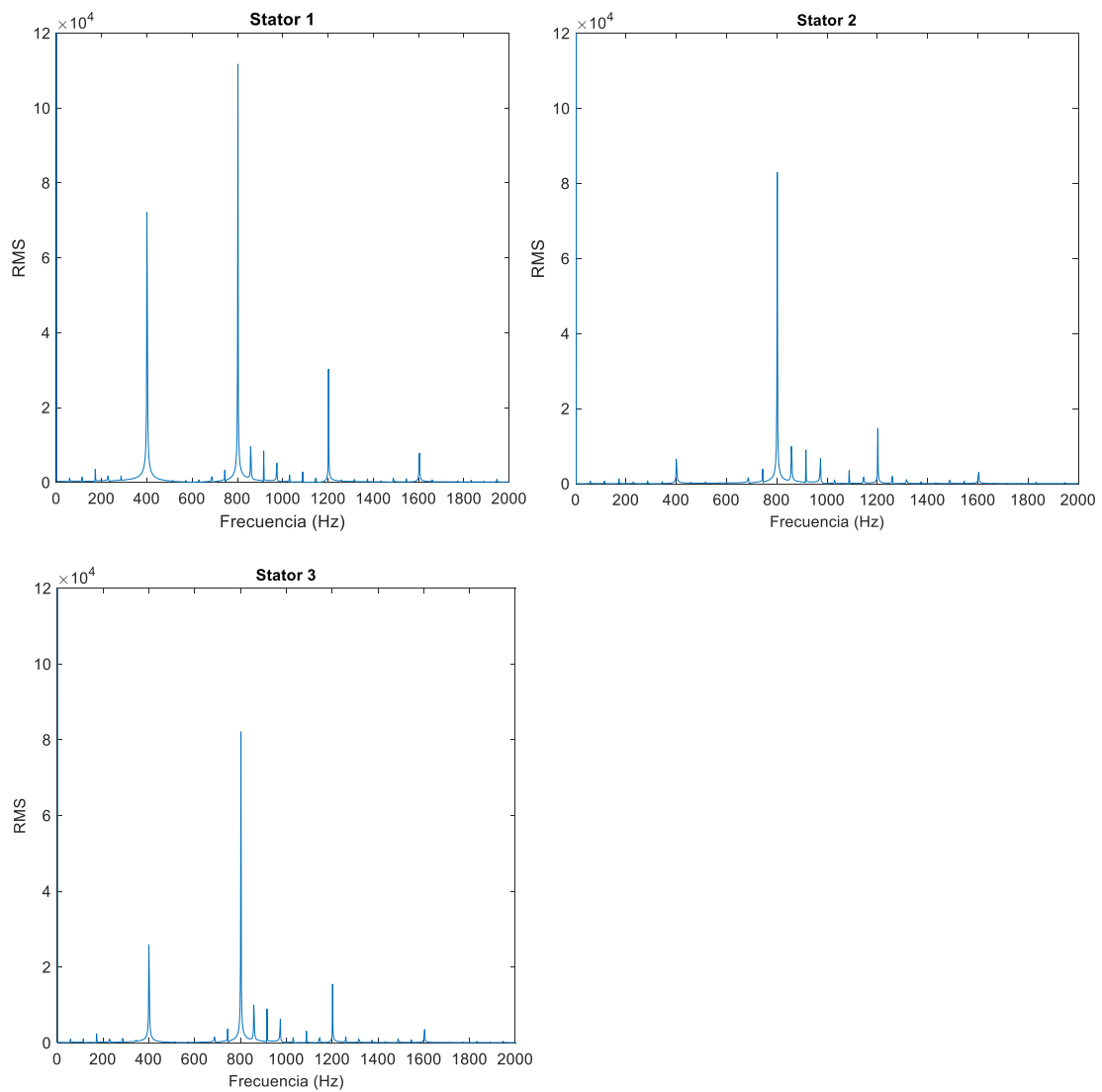


Figura 5.2 Espectro de frecuencias monitores del distribuidor caso sin daños.

N	h				
	1	2	3	4	5
1	—	—	—	(-) q=9	—
2	(-) q=2	—	—	—	—
3	—	(+) q=5	—	—	(-) q=11
4	—	(-) q=4	—	—	(+) q=12
5	(+) q=3	—	—	—	—
6	—	—	(-) q=6	(+) q=10	—
7	—	—	—	—	—
8	—	(-) q=4	—	(-) q=8	—
9	(-) q=1	—	—	—	—
...

Figura 5.3 Frecuencias teóricas y modos de vibración.

La Figura 5.3 muestra cómo, para $h = 1$, el orden de activación de las frecuencias es: 9º armónico, 2º armónico, 5º armónico. Por lo tanto, se puede observar la concordancia con la simulación, donde se activa el 2º armónico (800 Hz) antes que la frecuencia fundamental (400 Hz). El monitor que más refleja la frecuencia fundamental teórica de 400 Hz es el monitor Stator 1, ya que es el más cercano a la zona en la que se genera el fenómeno RSI, seguido por el monitor Stator 2, el cual recibe la onda de presión que pasa previamente por el monitor Stator 1.

Para ayudar a visualizar estas frecuencias, resultan de gran utilidad los gráficos de contornos de las geometrías.

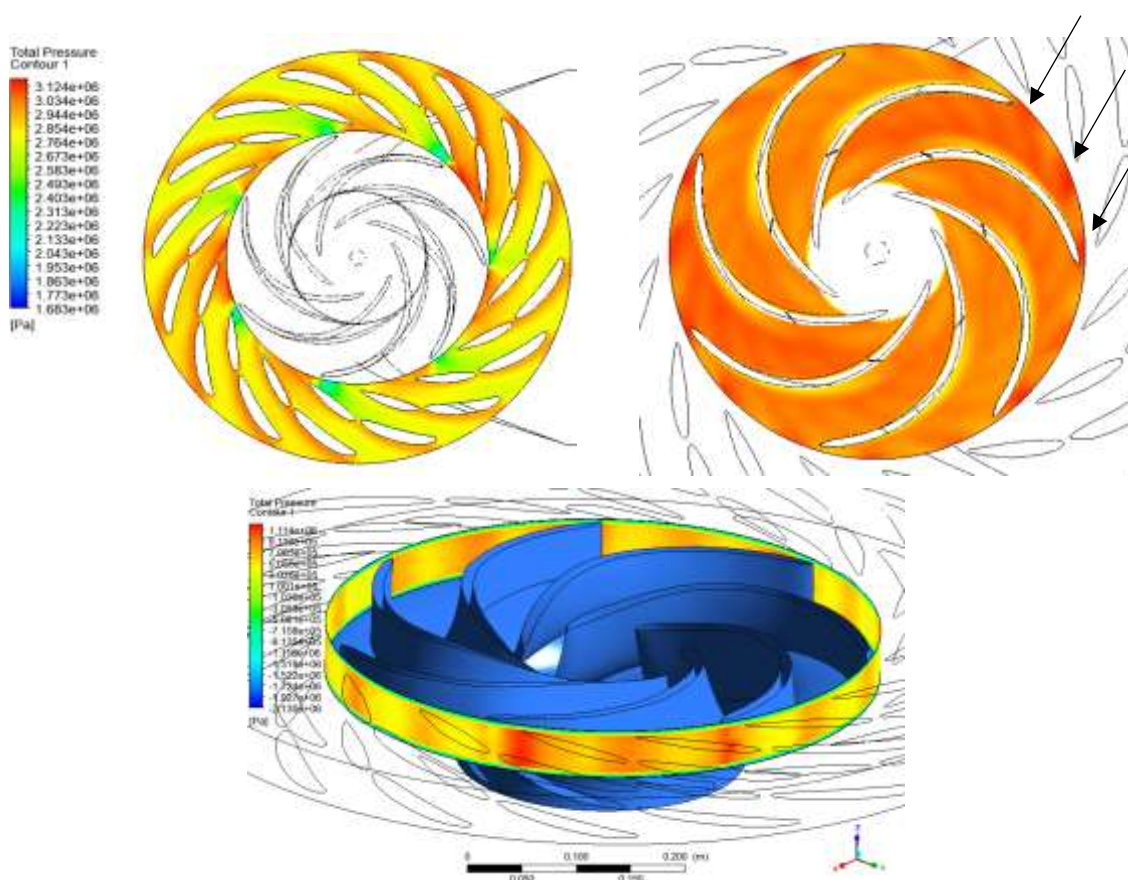


Figura 5.4 Contornos de presiones en el distribuidor y rodete. La segunda imagen es mostrada únicamente para visualizar los pulsos de presión.

Tanto en los contornos del distribuidor como en los del rodete, se puede apreciar un pico de presión adicional entre los álabes del rotor, pudiéndose deber probablemente a la presión que ejerce el fluido que se encuentra entre los álabes del rotor con los álabes móviles del distribuidor. Este efecto es lo que equivaldría a calcular la frecuencia teórica con el doble de álabes del rodete, es por ello que se refleja como predominante el 2º armónico de 800 Hz.

- Monitores Rotor

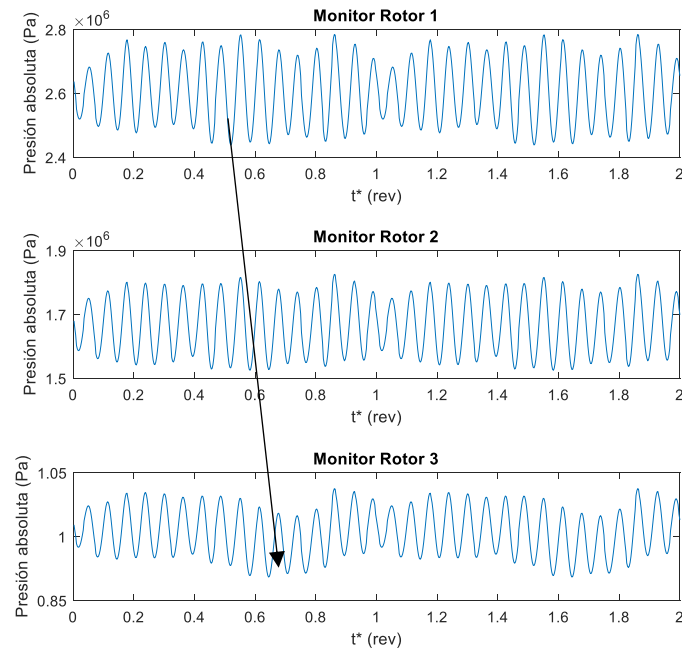


Figura 5.5 Señales de presión en el rodete caso sin daños.

En la representación de las señales de presión de los monitores ubicados en el rodete se puede apreciar: como las tres señales presentan los mismos periodos de oscilación, ya que los tres monitores detectan el fenómeno RSI; la reducción de la presión a medida que avanza el fluido por el rodete, y el leve desfase entre señales debido a la trayectoria del fluido entre la entrada y salida del rodete.

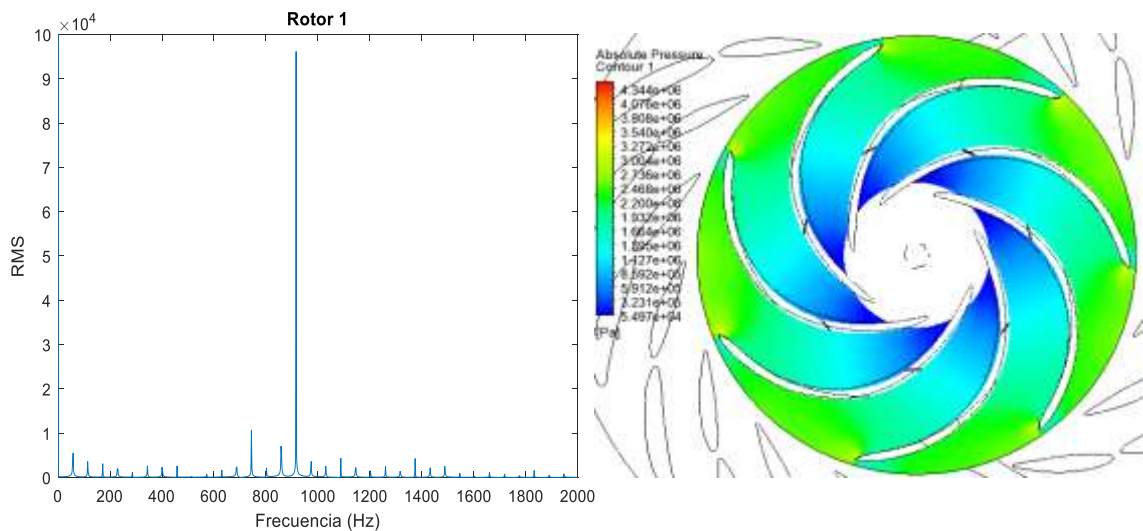


Figura 5.6 (Izquierda) Espectro de frecuencias Rotor 1 caso sin daños. (Derecha) Contornos de presión absoluta en el rodete.

En el espectro de frecuencias del Rotor sí que puede apreciarse la frecuencia teórica esperada, correspondiente a los 916 Hz debidos a las interacciones que percibe cada uno de los álabes del rotor al aproximarse a los 16 álabes que conforman el distribuidor. En este caso, los espectros de frecuencia de los tres monitores son prácticamente iguales, habiendo una única diferencia y que recae en la disminución del valor del delta de Dirac del monitor Rotor 3, colocado cerca de la salida del rodete (zona de baja presión) debido a la disminución de la amplitud y valor medio de la presión de dicha señal.

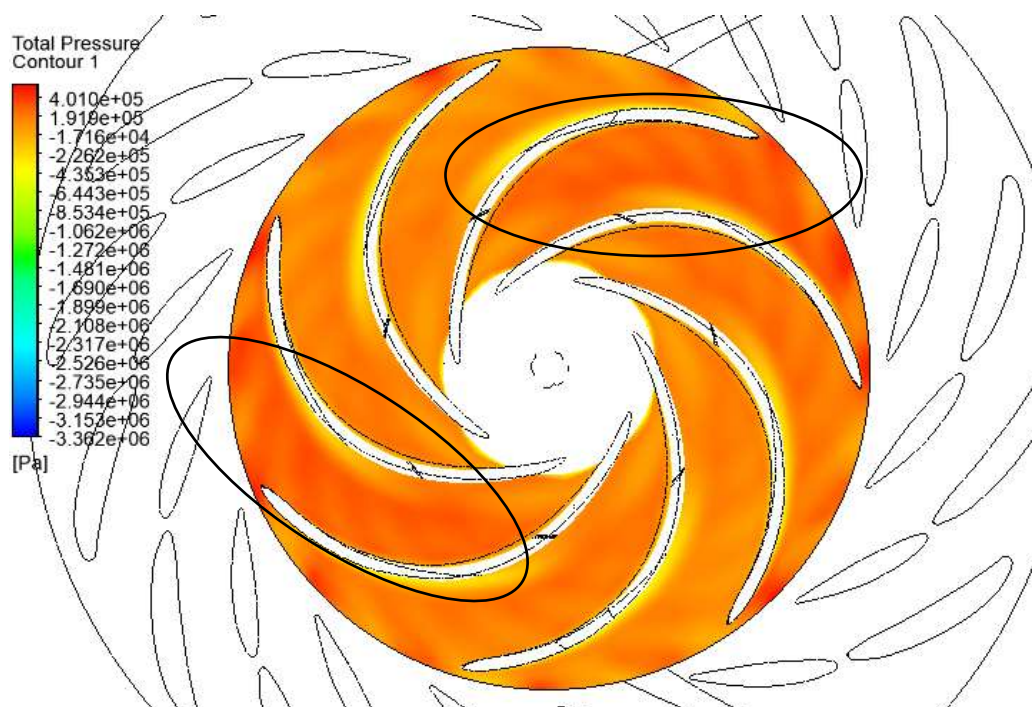


Figura 5.7 Contornos de presión total en el rodete caso sin daños.

En la Figura 5.7 se muestra un contorno de presiones representado en un plano en la cota de entrada del fluido al rodete. Se pueden ver reflejadas dos zonas entre álabes con una presión superior al resto que se generan en las zonas donde están interaccionando en ese instante los álabes del Rodete con los del distribuidor. Se pueden apreciar entonces, dos zonas con grandes picos de presión en dos puntos opuestos y dos zonas de baja presión (respecto a la presión máxima de los contornos mostrados) ubicados también de forma opuesta en los otros dos puntos del rodete (línea que une los picos de alta presión y línea que une picos de baja presión son perpendiculares). Recordando la Figura 3.6, que muestra el modo de vibración natural del rodete con frecuencia de 186 Hz, se observa que dicho modo de vibración coincide con los picos de presión generados por el fenómeno RSI. Con la turbomáquina trabajando en sus condiciones óptimas, en el espectro de frecuencias del Rotor no se aprecia que se active dicha frecuencia. Este es uno de los puntos a

prestar atención, ya que, si los casos simulados con daños reflejasen una alteración en las frecuencias de trabajo, pudiéndose llegar a activar frecuencias cercanas a la natural del rodete o armónicos que puedan excitarla, éste podría llegar a entrar en resonancia, pudiendo incrementar los daños o la aparición de otros inexistentes hasta el momento.

Una vez se ha verificado que se obtienen resultados similares a los teóricos, se completan los resultados del caso original sin daños con la representación de los datos de otros monitores ubicados en la geometría.

- Lift y Drag Stay Vane – Guide Vane

A continuación, se representarán el coeficiente de Lift de los álabes del distribuidor y cómo se ve afectado por el efecto giratorio del rodete.

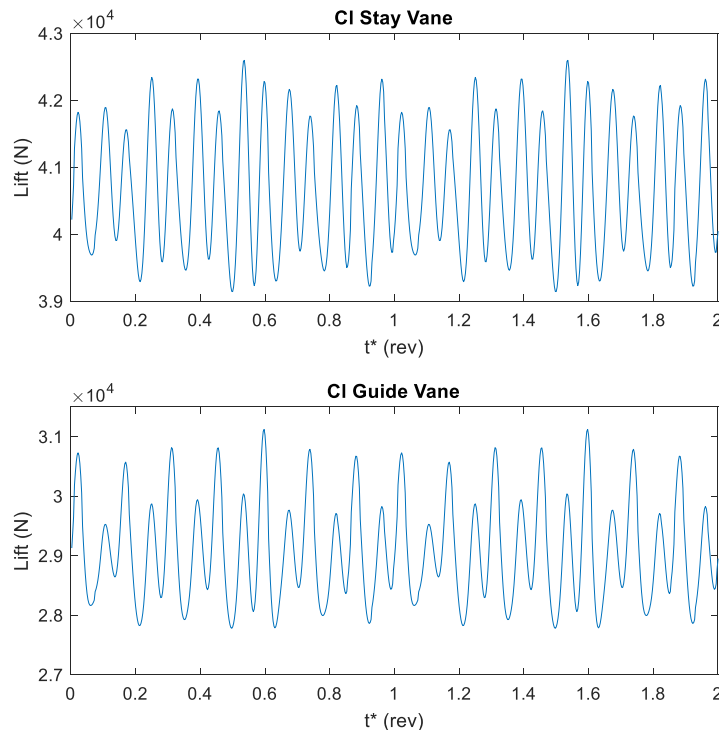


Figura 5.8 Señal del Lift Stay Vane y Guide Vane caso original.

La señal perteneciente al álabe fijo del distribuidor (Stay Vane) presenta una misma oscilación la que puede ser atribuible a una misma frecuencia. Respecto a la señal del álabe móvil (Guide Vane) se aprecia como está compuesta por la suma de dos señales con distintas frecuencias, previsiblemente la fundamental y su armónico que se perciben desde el distribuidor.

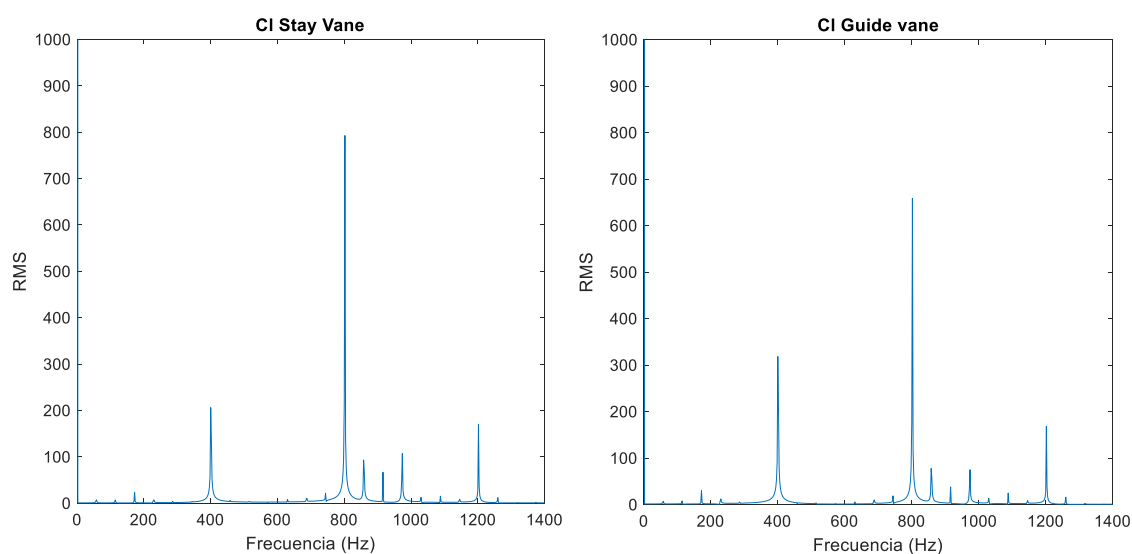


Figura 5.9 Espectros de frecuencias de Lift en Stay Vane y Guide Vane en caso sin daños.

Los espectros de frecuencias de los dos monitores son bastante parecidos, presentando las mismas frecuencias que los monitores del Stator. En la señal del coeficiente de Lift del álabe móvil (Guide Vane) puede verse lo comentado previamente, donde la frecuencia de 400 Hz tiene más relevancia que en el álabe fijo (Stay Vane). Esto es debido a que, al estar posicionado con mayor proximidad a los álabes del rodete, percibe con mayor facilidad la frecuencia teórica de 400 Hz producida por el fenómeno RSI y es más sensible a los cambios de presión, lo que provoca diferentes presiones entre intradós y extradós del álabe generando pérdidas de lift.

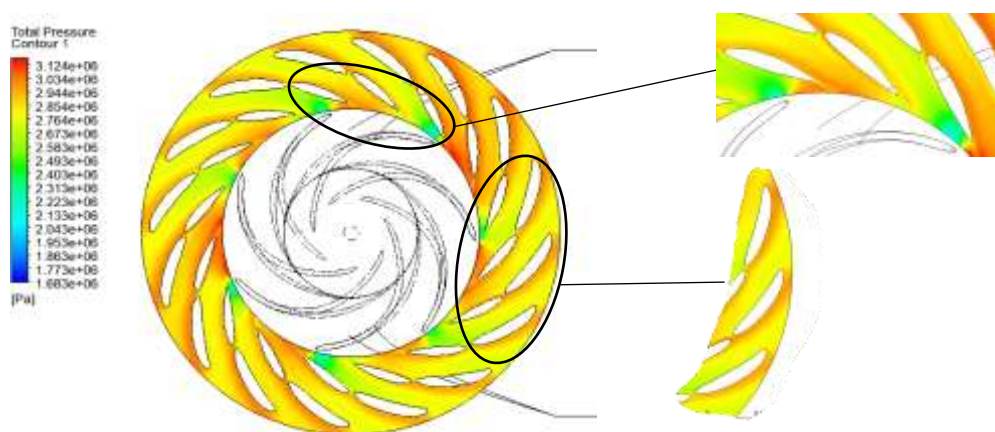


Figura 5.10 Vistas detalladas contornos de presión total Stay Vanes y Guide Vanes caso sin daños.

Con los contornos de presiones se pueden ver por un lado las variaciones de presión constantes en los álabes móviles independientemente de si sucede en ese instante interacción entre álabe rotor-stator. Por otro lado, en los álabes fijos los contornos son prácticamente iguales, recibiendo pequeñas ondas de presión por el movimiento del rodete, que corresponden a los 800 Hz, y reflejándose únicamente dos puntos opuestos con mayores presiones donde se está produciendo el fenómeno RSI, que corresponden a la frecuencia de 400 Hz.

Otra manera de enfocar la interpretación del lift en los álabes del distribuidor, es comparando la señal de este coeficiente con los monitores de presión Stator 1 y Stator 2, posicionados en el intradós y extradós del álabe móvil.

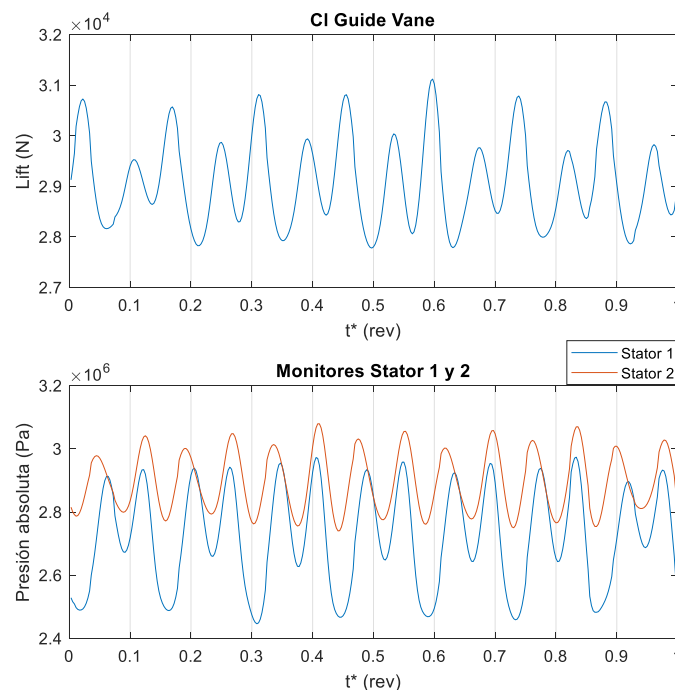


Figura 5.11 Comparativa señal de Lift Guide Vane y señales de presión Stator caso sin daños.

Teóricamente, un mayor lift o sustentación debería originarse cuando exista una mayor diferencia de presiones entre las caras de succión/presión del álabe. En un primer contacto, observando la señal de presión se pueden ver los siete picos, tanto de lift como de presión por cada revolución, que producen los siete álabes del rodete. Por otro lado, se observa como el lift alcanza su valor máximo, 31 kN aproximadamente, cuando la diferencia entre las señales de presión es máxima, siendo el pico de presión de Stator 1 ≈ 2.5 MPa y el de Stator 2 de ≈ 2.8 MPa. En el caso opuesto, se genera el menor lift, aproximadamente 28 kN cuando la diferencia de presiones es mínima, ocurriendo cuando Stator 1 ≈ 2.9 MPa y Stator 2 ≈ 3 MPa.

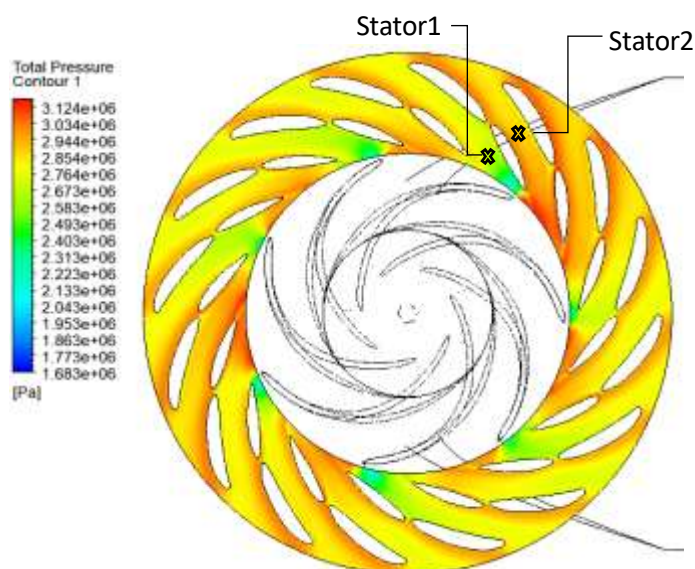


Figura 5.12 Contornos de presión total mostrando monitores Stator 1 y 2 caso sin daños.

Gracias a los contornos de presiones se pueden ver las zonas donde se generan los picos, los que generan mayor sustentación, que corresponden a las regiones con colores fríos (zona de baja presión provocada por la cara de succión del álabe del rotor) generando grandes gradientes de presiones. Por otro lado, los puntos de la señal donde el lift es mínimo corresponden a las zonas del rodete representadas por los tonos más cálidos (puntos opuestos) debido a la interacción en ese instante de los álbes del rodete con los del distribuidor.

Una vez visto los resultados de sustentación, se muestran a continuación los que respectan a los coeficientes de Drag.

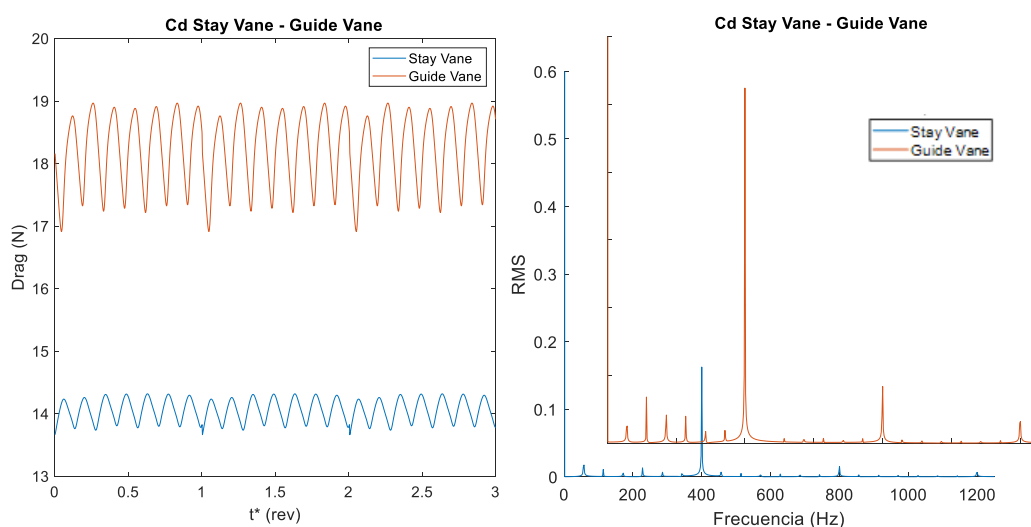


Figura 5.13 Señales de Drag Stay Vane y Guide Vane y respectivos espectros de frecuencias caso sin daños.

Observando tanto las señales de presión como el espectro de frecuencias, la resistencia que ofrece el álabe fijo es considerablemente menor que el álabe móvil. Teóricamente, se prevé que el álabe móvil tenga menor resistencia o drag al estar ubicado justo detrás del álabe fijo, siendo una situación parecida al rebufo, donde el álabe posterior tiene menos resistencia al ubicarse en la zona de baja presión que genera el álabe anterior.

Gracias al contorno de presiones puede verse que no ocurre esto, justificando así lo que muestra la señal de presión y el espectro de frecuencias. Debido al ángulo de incidencia del álabe fijo respecto al de entrada del fluido, éste genera una zona de alta presión en el flujo que es dirigida directamente contra el borde de ataque del álabe móvil, haciendo que la resistencia de este último sea mucho mayor debido a una mayor diferencia de presión entre entrada y salida del álabe, además de la fricción provocada por la viscosidad y la superficie del álabe.

Como en el caso del lift, aquí también se perciben las alteraciones del rodete, siendo la principal influencia la parte de succión de los álabes del rodete, por ello la frecuencia predominante corresponde a los 400 Hz. Estas alteraciones afectan más al álabe móvil por la cercanía a los álabes del rodete, haciendo que cambie la presión en el borde de salida del álabe móvil, variando así su drag.

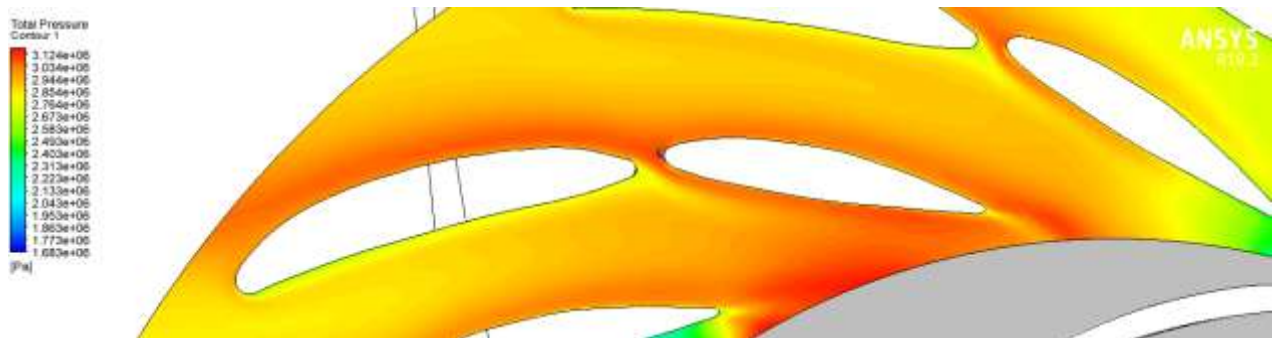


Figura 5.14 Vista detallada contornos presión total alrededor de los álabes del distribuidor caso sin daños.

- Lift Álabes del rodete

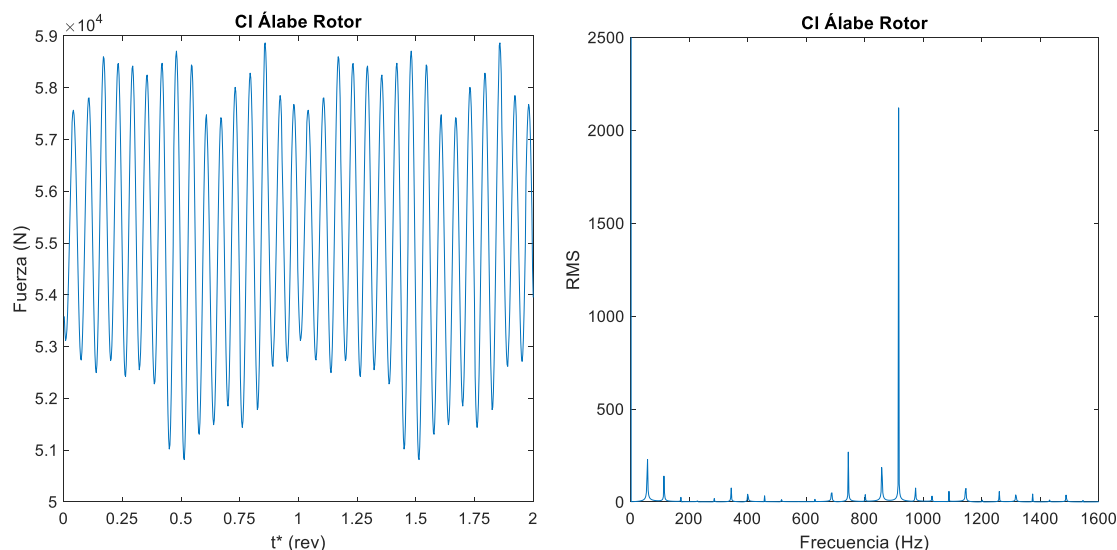


Figura 5.15 Señal y espectro de frecuencias coeficiente de Lift en álabes del rotor caso sin daños.

La potencia de la turbina es generada por el momento torsor siendo este ocasionado por el lift total de cada uno de los álabes del rodete. Este lift se consigue mediante dos formas: diferencia de presiones entre las caras de los álabes del rodete, que generan una fuerza resultante de sustentación, y mediante una fuerza de reacción entre el álabes y el fluido generada por la forma curvada que adquiere el álabes a la salida del rodete. En esta simulación, observando el espectro de frecuencias, se refleja la frecuencia de 916 Hz, que es la percibida por los álabes del rodete. Esto se debe a que cada vez que uno de los álabes interacciona con otro del distribuidor, se altera la diferencia de presiones entre la cara de presión/succión del álabes, afectando así a la fuerza de sustentación resultante. Volviendo a la Figura 5.7, puede verse que, en el momento de interacción, ambas caras sufren un cambio de presión. Por otro lado, se percibe una leve presencia de una baja frecuencia, que corresponde a los 57,25 Hz de la propia frecuencia de giro de la turbomáquina.

- Momento Torsor

Una de las diferentes maneras para observar las inestabilidades de los álabes del rotor es mediante la representación del momento torsor del rodete. Tal y como mencionan Nennemann & Farhat, 2005 los efectos producidos por el fenómeno RSI puede generar algunos efectos como:

- Variaciones de la presión estática en los canales del rodete cada vez que interacciona con un álabes del distribuidor, alterando la diferencia de presiones entre canales y modificando la carga del álabes.

- Variaciones en el ángulo de incidencia del fluido debido a la interacción, lo que acabará alterando la carga del álabe.
- Además del punto anterior, cambios en la velocidad del fluido, generando también cambios en la carga del álabe.

Por lo tanto, en cada interacción habrá una serie de alteraciones en presión, ángulo de incidencia y velocidad del fluido en la entrada del álabe del rotor que acabará modificando su sustentación y su aportación de par al momento tursor total [32].

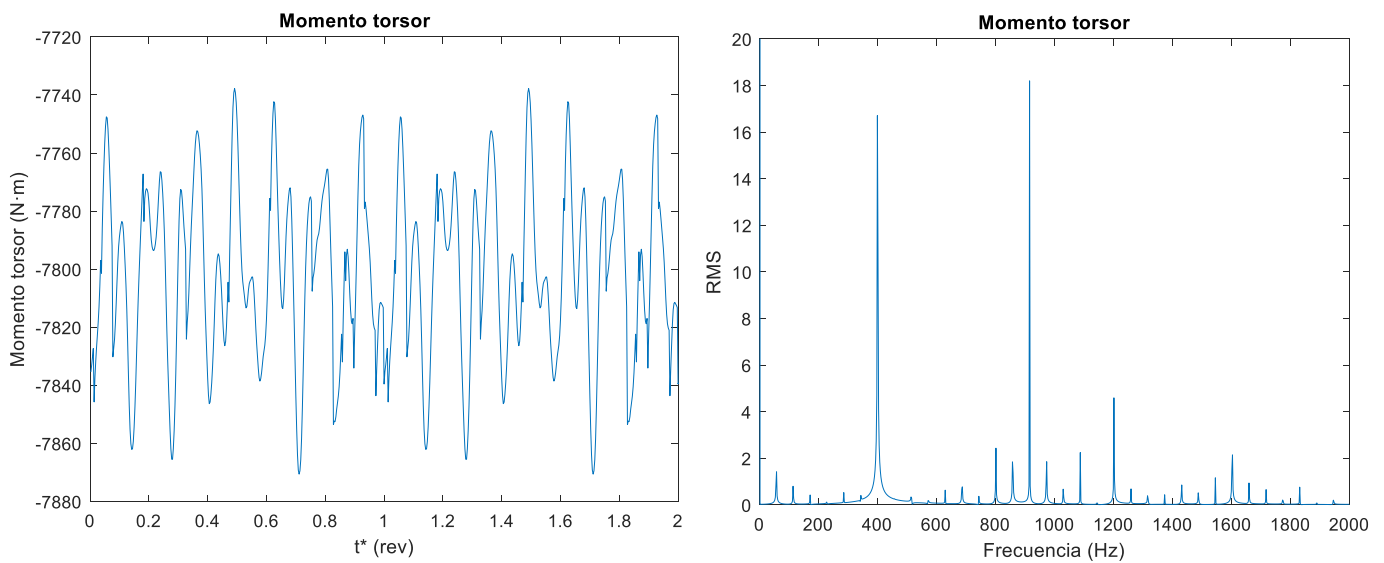


Figura 5.16 Señal de momento tursor y su respectivo espectro de frecuencias caso sin daños.

- Potencia turbina

Ya que la simulación está realizada con un modelo a escala de la turbina original, mediante los resultados del momento tursor y las leyes de semejanza, puede hallarse la potencia de la turbina.

Para turbinas, puede utilizarse la ley que relaciona las potencias con los diámetros del rodete:

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (5.1)$$

Siendo:

- P_p = Potencia del prototipo
- P_m = Potencia del modelo
- D_p = Diámetro del prototipo (2,92 m)
- D_m = Diámetro del modelo (0,51 m)

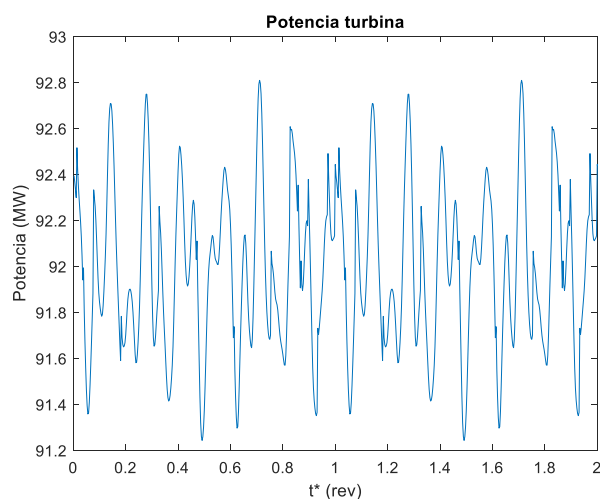


Figura 5.17 Señal de potencia caso sin daños.

La supuesta central real declara una potencia total aproximada de 100 MW. La potencia de una sola turbina se encuentra cerca de ese valor, por lo tanto, los datos obtenidos se acercan a los valores reales.

- Tubo de aspiración

Por último, se muestran a continuación los resultados obtenidos de los monitores ubicados a lo largo del tubo de aspiración apoyándolos con diferentes contornos y representaciones gráficas para una mejor interpretación.

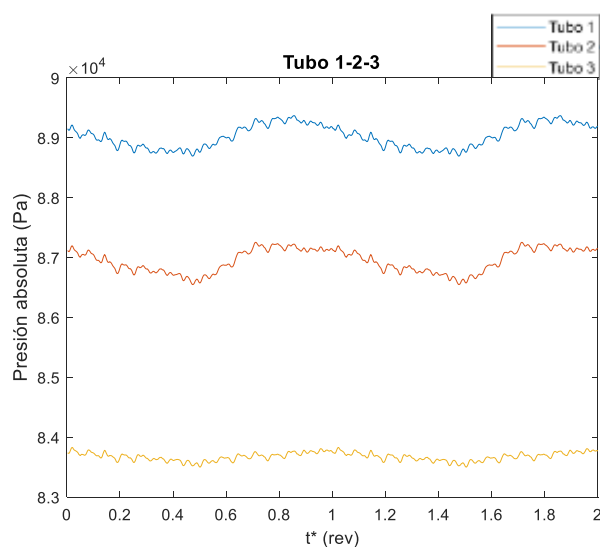


Figura 5.18 Señales de presión monitores 1, 2 y 3 ubicados en el tubo de aspiración.

Los monitores representados son los ubicados de manera transversal en la sección de entrada del tubo de aspiración, siendo el monitor 1 el más cercano a la pared y el 3 el más interior. Viendo las

señales de los monitores 1 y 2, se aprecia como las curvas presentan una ondulación repetida por cada vuelta, pero con una presión demasiado alta en comparación con el monitor 3. Esto puede dar una primera idea de que no parece que se trate de una cuerda de vórtice con forma helicoidal en el tubo de aspiración, ya que si fuera así, alcanzaría en mayor medida los primeros monitores y mostrando menores presiones.

En el espectro de frecuencias del monitor 2, no se aprecia ninguna frecuencia que corresponda a $0,25 - 0,3$ veces la frecuencia de rotación del rodete, acabando de confirmar que no se trata de una cuerda de cavitación helicoidal, la cual corresponde a condiciones de carga parcial o por debajo del punto de máxima eficiencia.

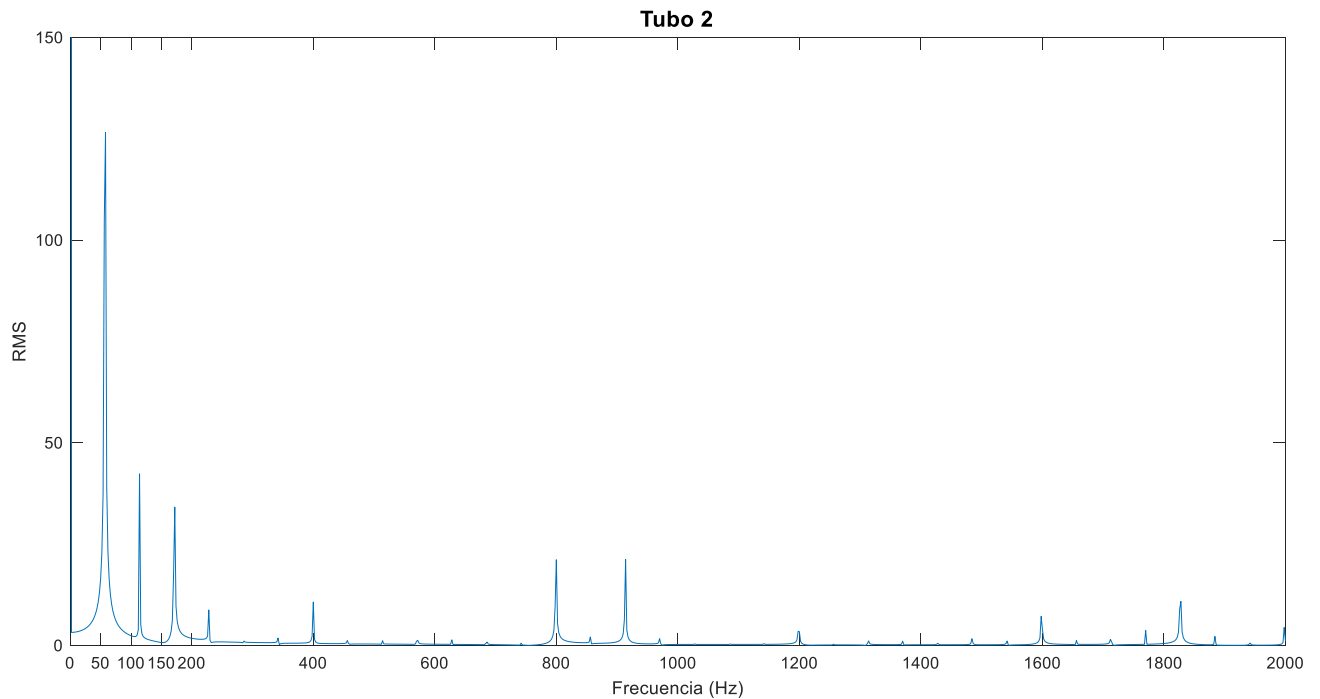


Figura 5.19 Espectro de frecuencias monitor Tubo 2 caso sin daños.

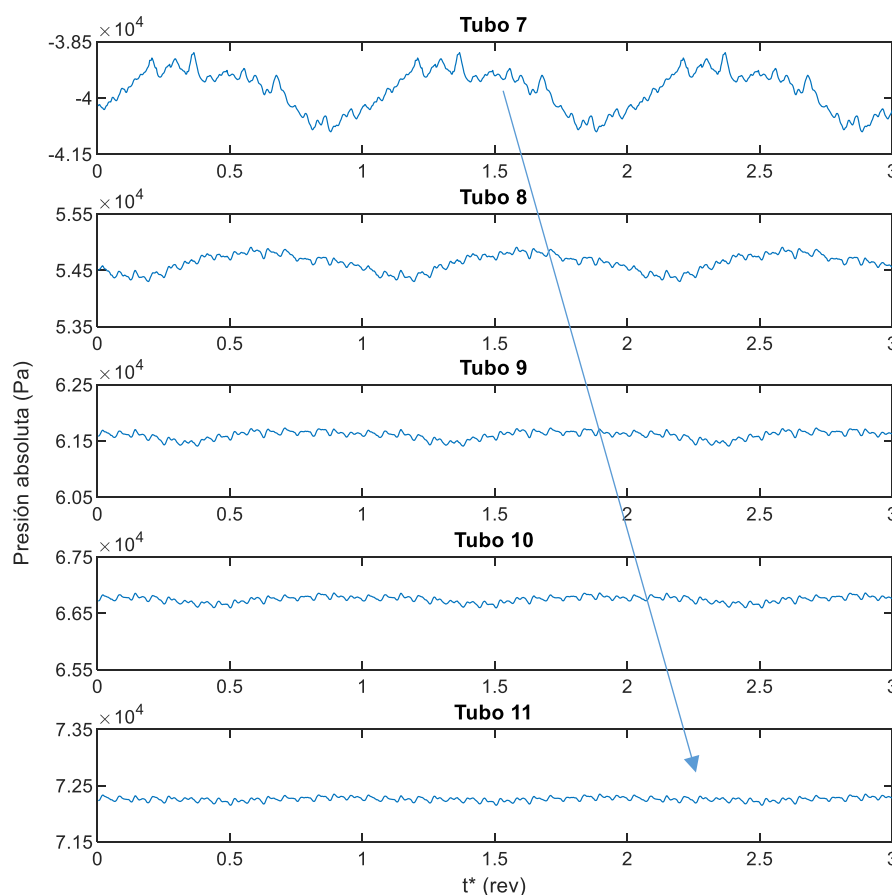


Figura 5.20 Señales de presión de los monitores 7, 8, 9, 10 y 11 ubicados en la entrada del tubo de aspiración.

En la Figura 5.20, que muestra los monitores colocados de forma axial en la entrada del tubo, se puede ver como la presión es extremadamente baja en el primer monitor (7) y va aumentando ligeramente hasta llegar al monitor (11). Viendo estas señales se intuye que se genera un vórtice axial a lo largo de la entrada del tubo de aspiración, pero teniendo también una pequeña oscilación/amplitud radial con periodo de una vuelta y que correspondería con la frecuencia de giro del rodete. Toda esta situación refleja un punto de funcionamiento a carga completa o por encima del punto de máxima eficiencia.

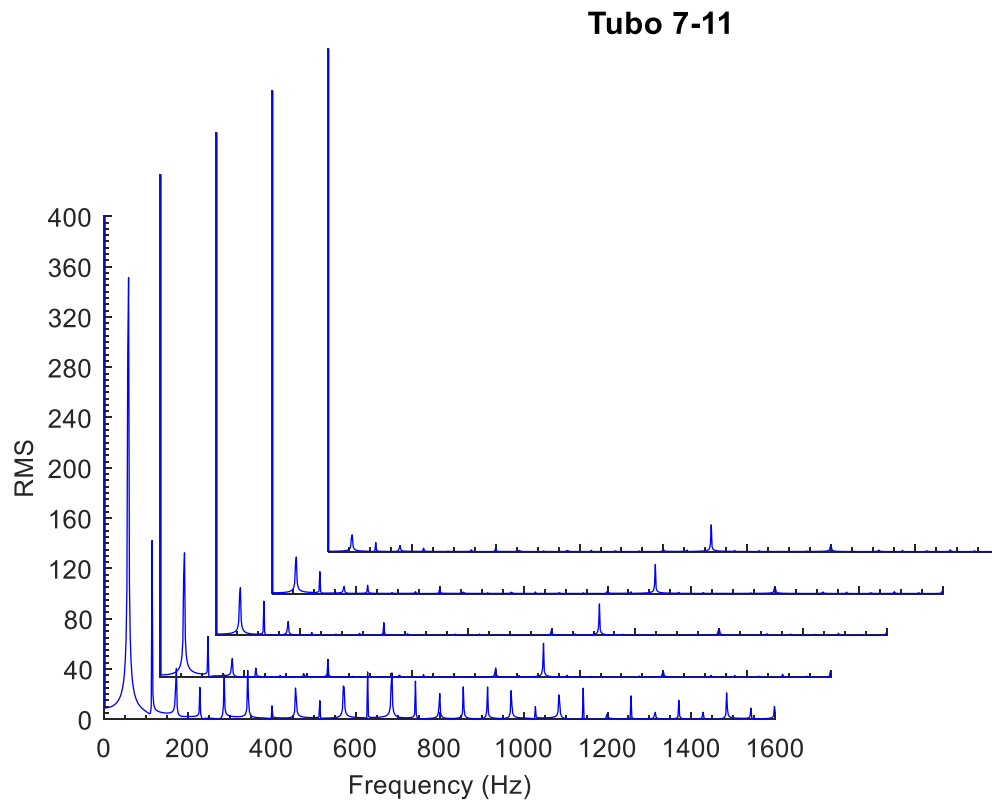


Figura 5.21 Espectros de frecuencias de los monitores 7, 8, 9, 10 y 11 ubicados en la entrada del tubo de aspiración.

El espectro refleja varios aspectos: la frecuencia predominante corresponde a la de giro del rodete, la frecuencia de RSI percibida por el rotor, ya que lo que genera el vórtice central es el flujo que sale de los álabes y este mismo flujo transmite los pulsos de presión debidos a las interacciones distribuidor-rodete; y una gran cantidad de ruido correspondiente a todas las bajas frecuencias representadas, pudiendo ser debido a las vibraciones e inestabilidades creadas por la cavitación/burbujas.

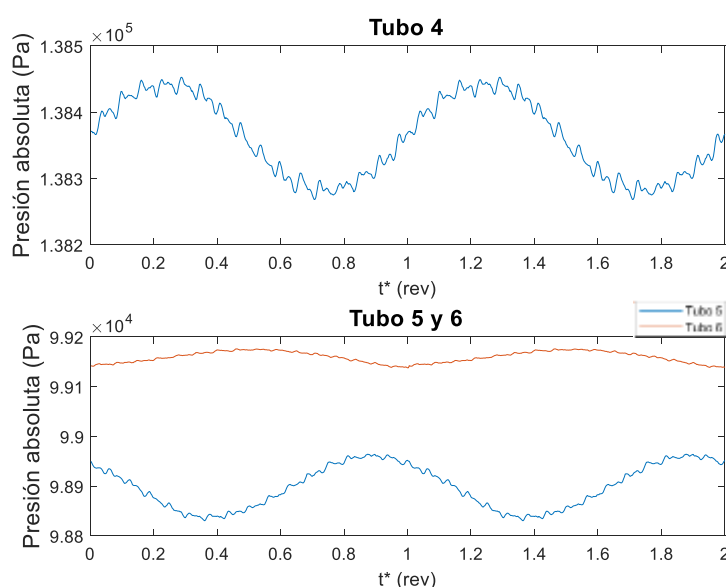


Figura 5.22 Señales de presión monitores 4, 5 y 6 ubicados después del codo del tubo de aspiración.

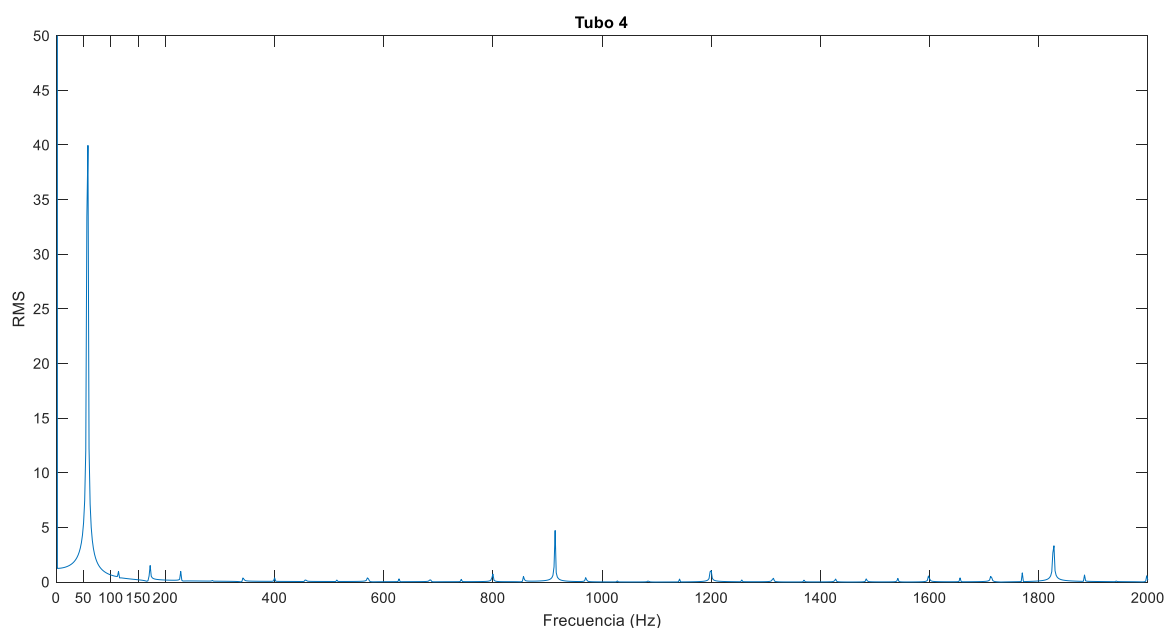


Figura 5.23 Espectro de frecuencias monitor Tubo 4 ubicado justo después del codo del tubo de aspiración.

Respecto a la salida del tubo, en la Figura 5.22 y Figura 5.23, se observa que las señales vibran principalmente con la frecuencia de giro del rodete y una leve manifestación de las pulsaciones por RSI. Las amplitudes van disminuyendo a medida que el flujo va alejándose del codo del tubo. Más adelante se muestra como el flujo se divide en dos grandes vórtices al pasar por el codo, pudiendo ser que la similitud en los tres monitores sea debido a un gran vórtice casi permanente. Se necesita

la complementación de los contornos y líneas de flujo para la completa comprensión de estas señales.

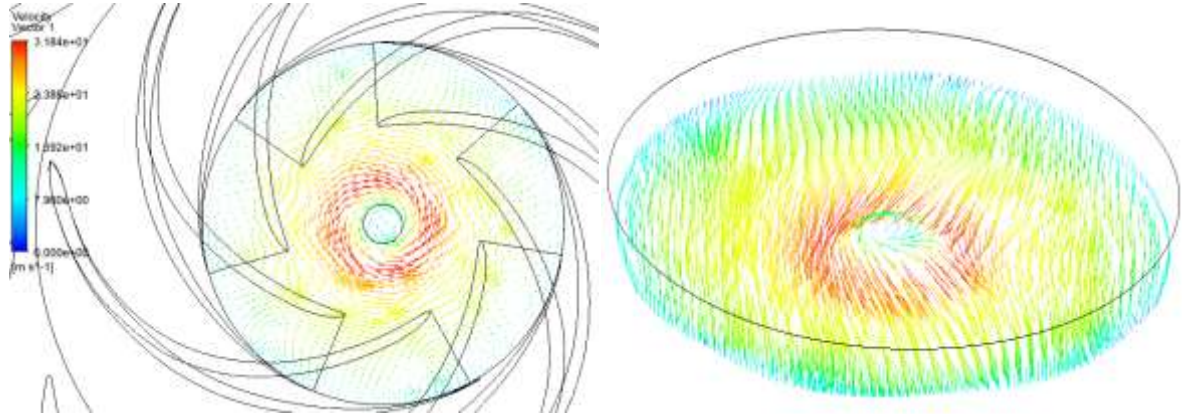


Figura 5.24 Representación vectorial de la velocidad en la entrada del tubo de aspiración. Entrada mayormente axial con una ligera componente tangencial la cual propicia la aparición del vórtice.

En la Figura 5.24 se aprecia como el fluido adquiere un comportamiento rotatorio contrario al sentido de giro del rodete. Como es explicado en el libro Y. Çengel y J. Cimbala, este fenómeno se conoce como movimiento giratorio invertido. Normalmente las turbinas de tipo Francis se intentan diseñar haciendo que generen este efecto, provocando que el flujo adapte un movimiento opuesto al del rodete. Aunque es un efecto intencionado, es importante no sea un movimiento muy excesivo, ya que mientras más grande sea el movimiento giratorio, mayor será la energía cinética del agua y la pérdida de energía [29].

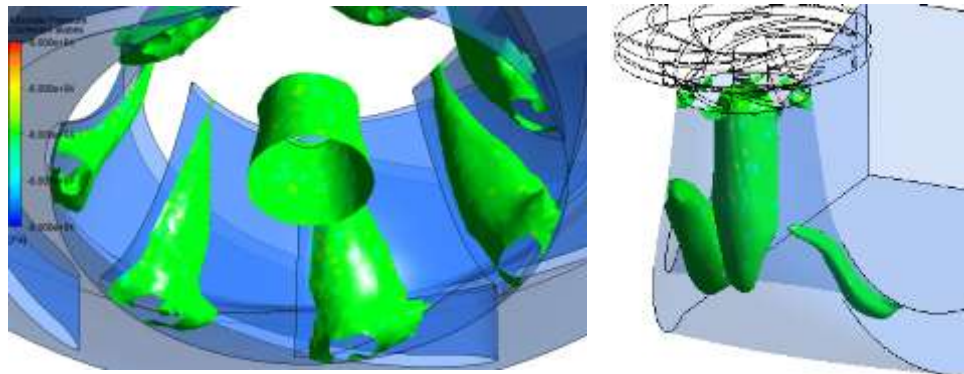


Figura 5.25 Izquierda: Isosuperficie (<80kPa) representando las zonas de cavitación en la salida del rodete. Derecha: Isosuperficie (<40kPa) de zonas de baja presión creadas por los vórtices.

En la Figura 5.25 se observa lo comentado y esperado anteriormente en la explicación de las señales de presión en el tubo. En la primera sección del tubo predomina un vórtice prácticamente alineado con el eje del rodete correspondiente a puntos de funcionamiento a altas cargas, justificando así los valores de muy baja presión de los monitores de la Figura 5.20. Tal y como es comentado por F. Arzola y L. Rojas-Solórzano, 2008, aunque este tipo de vórtice no genere grandes fluctuaciones de presión, hay una mayor sensibilidad de que sean excitadas otras frecuencias en el conjunto de la turbomáquina, incluyendo las tuberías forzadas, debido a las frecuencias naturales de su estructura de cavitación [33]. Por otro lado, se aprecia un pequeño vórtice lateral, que será analizado con regiones de vorticidad para verlo más detalladamente. También se aprecia qué zonas sufren cavitación, en este caso, las zonas de salida de las caras de succión de los álabes tienden a cavitarse. Este tipo, explicado anteriormente, es conocido como «travelling bubble cavitation», la cual se genera cuando se opera con sobrecarga.

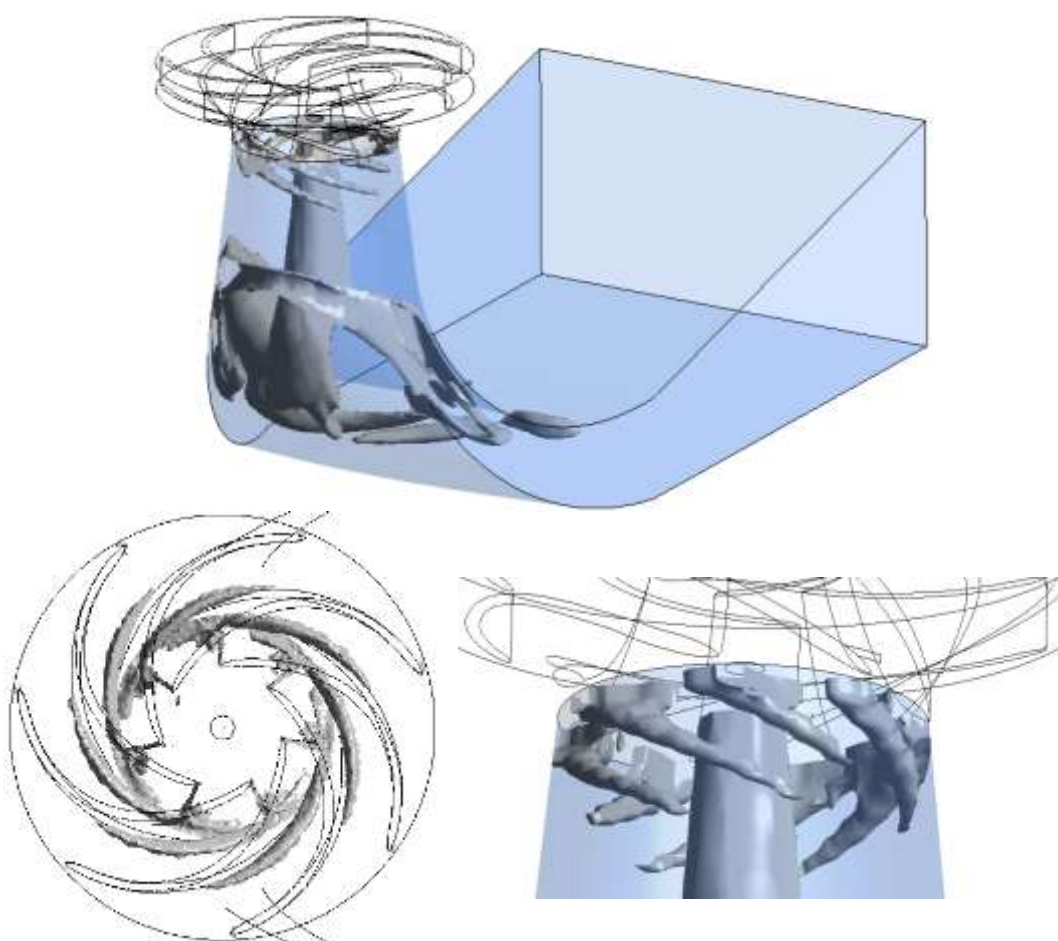


Figura 5.26 Regiones de vorticidad en zonas del rodete y tubo de aspiración.

En la Figura 5.26, se observan diversos comportamientos del fluido en el tubo de aspiración a tener en cuenta. En ella se representan los contornos con valor específico de la fuerza de la vorticidad. Empezando por la parte superior, se aprecia como se desprenden unos vórtices en la salida de los álabes del rotor, conocido como «inter-blade vortex cavitation». En la Figura 5.27 puede verse como estos vórtices empiezan a generarse a lo largo de los álabes del rodete y se extienden a lo largo de las paredes del tubo de aspiración. Estos vórtices normalmente aparecen en cargas parciales y sobrecargas, creando inestabilidades y grandes vibraciones [13].

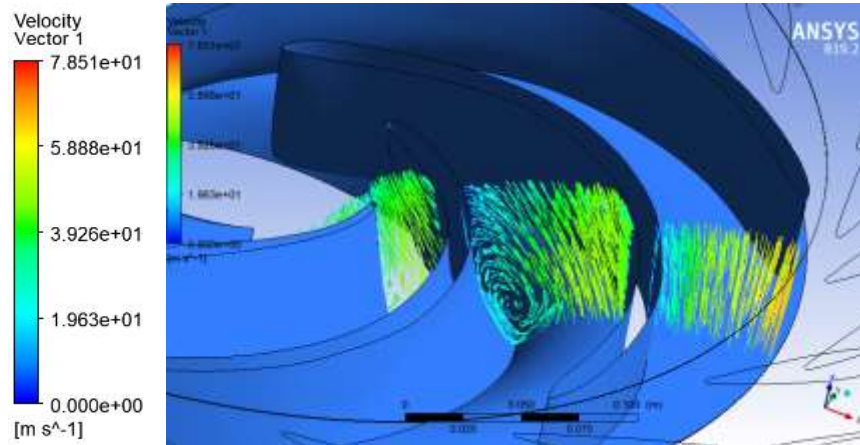


Figura 5.27 Campo vectorial de velocidades entre álabes del rodete en el que se observa el vórtice en el tramo final de éste.

Siguiendo por el tubo, Figura 5.28, se aprecia la creación de dos vórtices en los laterales del tubo. Tal y como sucede en [33], el gran vórtice central acaba golpeando el tubo donde empieza la zona curvada generando la división y separación del flujo en dos canales, que toman forma de vórtice gracias la forma del codo del tubo de aspiración y se extienden a lo largo de éste hasta la salida, creando grandes gradientes de presión adversos, turbulencias en la parte central del tubo e incluso zonas de recirculación o retorno.

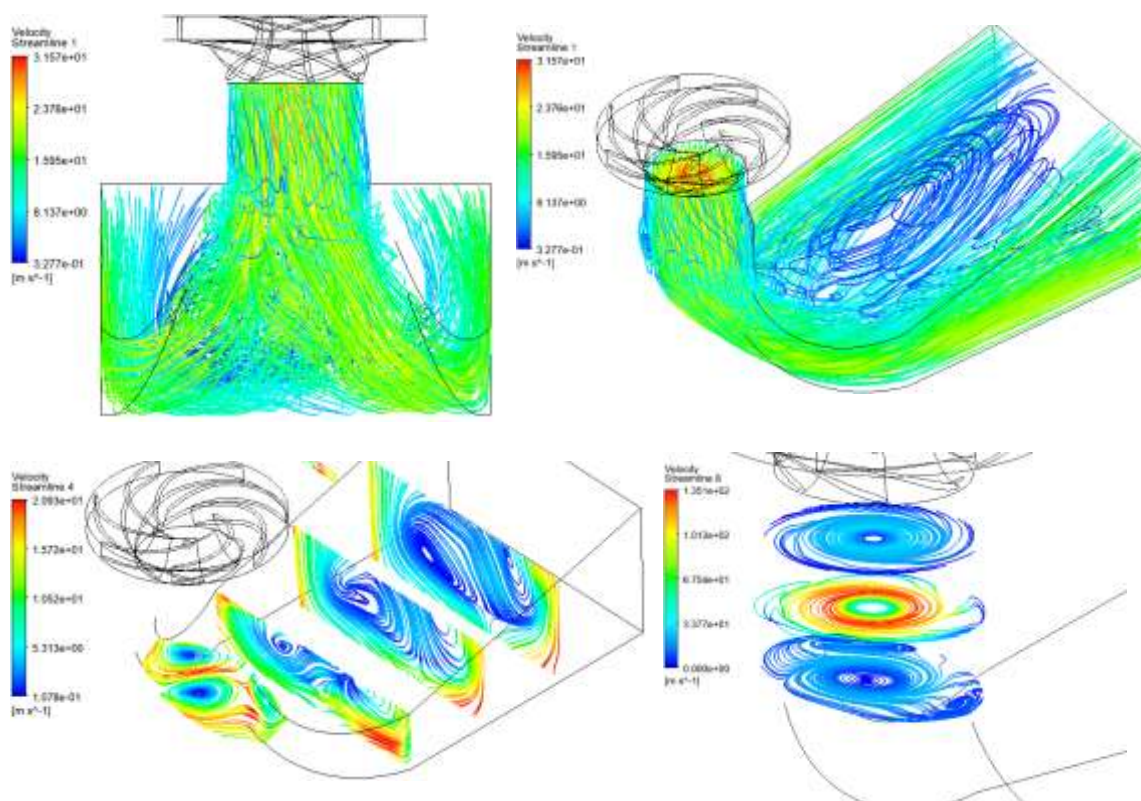


Figura 5.28 Representación con Streamlines de la velocidad. Visualización 3D a lo largo del tubo y 2D en planos de sección del tubo

5.2. Comparación caso sin daños – dañados

A continuación, se presentan las comparaciones entre los casos original, dañado pequeño y dañado grande, utilizando los monitores vistos previamente como método comparativo.

- Monitores Stator

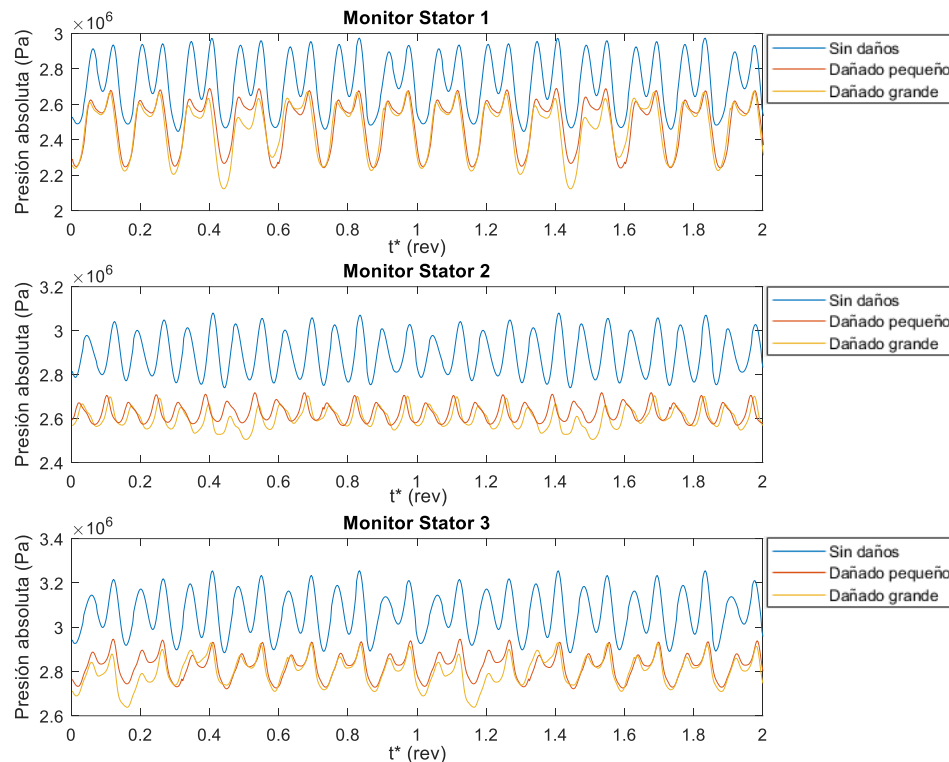


Figura 5.29 Comparación señales de presión en los monitores del distribuidor entre los casos sin daños, dañado pequeño y grande.

En la Figura 5.29 puede verse como la forma de los pulsos de presión en los casos dañados es muy similar a la del caso original, pero con una disminución del valor medio de la señal. Otro aspecto que se observa en las señales es la caída de presión que ocurre una vez por revolución, y que corresponde a la pasada del álabe dañado. Pese a ser una alteración ubicada en la salida del rodete, la falta de material en el álabe permite un trasvase de fluido de un canal del rodete a otro, afectando a la presión de éstos y por consiguiente influyendo aguas arriba, en el distribuidor.

En los rodetes dañados puede verse como gana presencia la frecuencia teórica de 400 Hz, que puede ser debido a que la bajada global de presión en el rodete no ayuda a que prevalezca la frecuencia de 800 Hz como se comentó en el apartado de validación. Cabe destacar una leve

activación de frecuencias cercanas a la de vibración fundamental del rodete (186 Hz), siendo por tanto un punto a tener muy en cuenta de cara a posibles entradas en resonancia.

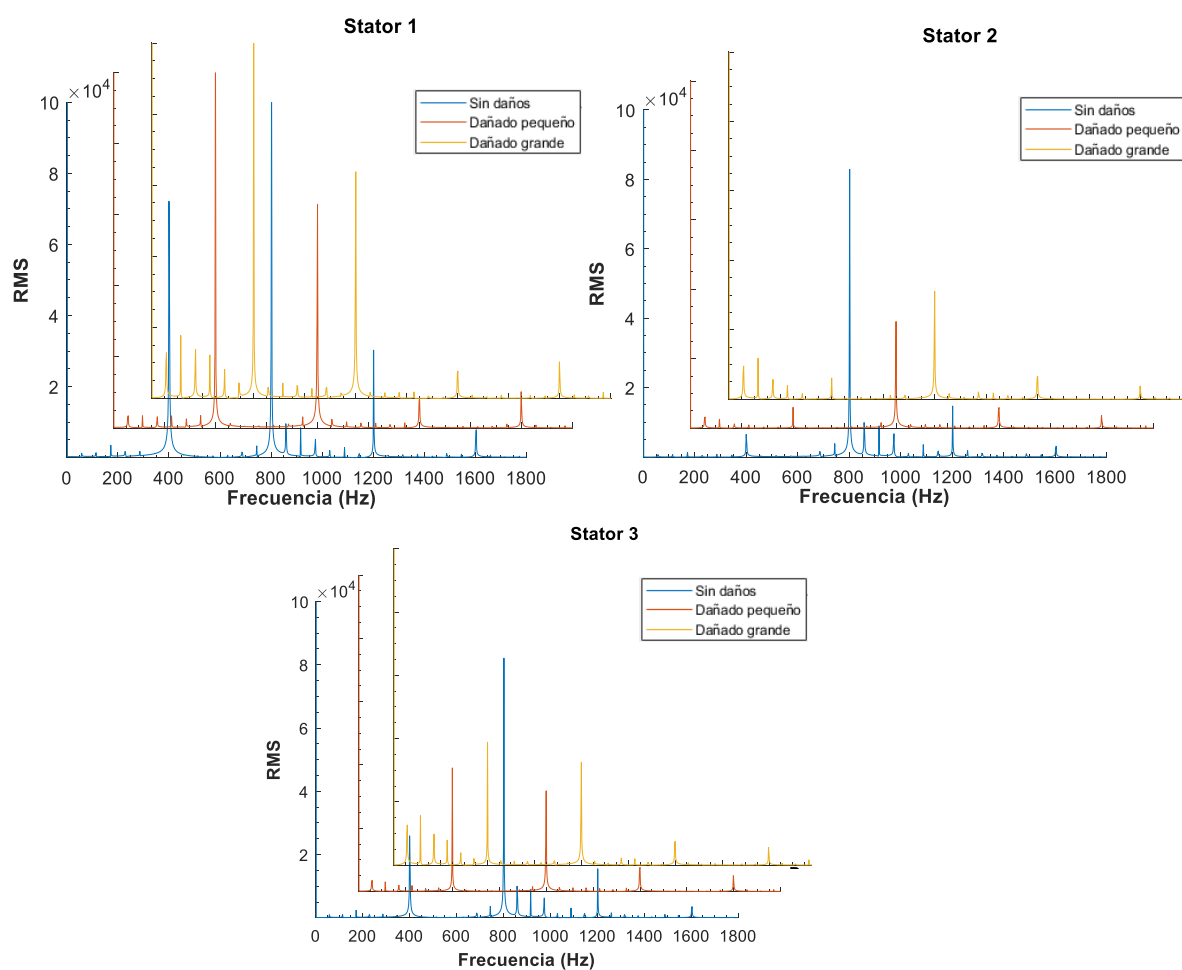


Figura 5.30 Comparación espectros de frecuencias monitores del distribuidor entre casos sin daños, dañado pequeño y grande.

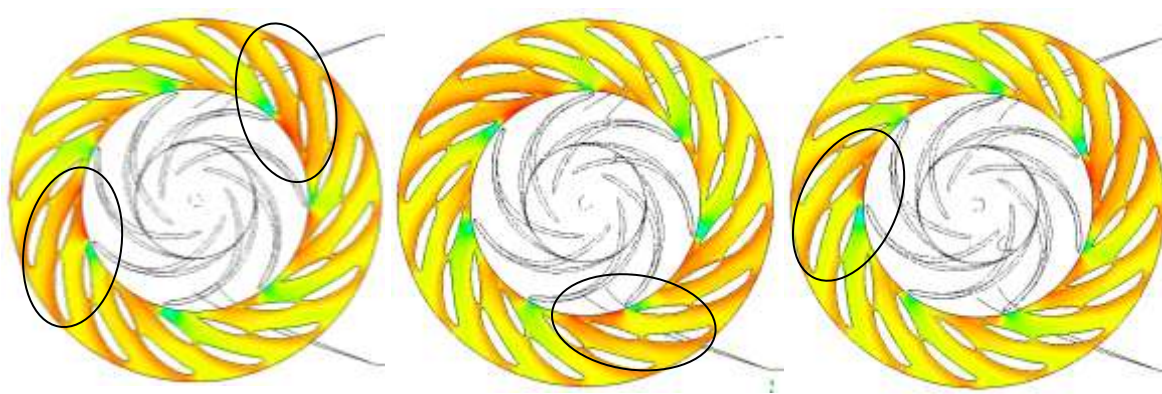


Figura 5.31 De izquierda a derecha: Contornos de presión total caso sin daños, dañado pequeño y dañado grande.

Los contornos de presiones muestran como en los casos dañados, los álabes sin daños no generan tanto aumento de presión en el momento de interacción, y en el caso del álabe dañado el aumento de presión que genera es todavía menor. Causado, tal y como se explica anteriormente, debido a la falta de material en el álabe que modifica las presiones en los canales del rodete.

- Monitores Rotor

En los casos dañados han sido añadidos tres monitores adicionales habiendo un total de seis monitores: tres de ellos en la misma ubicación que el caso original y otros tres ubicados en uno de los canales contiguos al álabe dañado. Con ello se pretende comparar la influencia de los daños en el rodete en general, además de controlar cómo se comporta el fluido en las zonas cercanas a los daños.

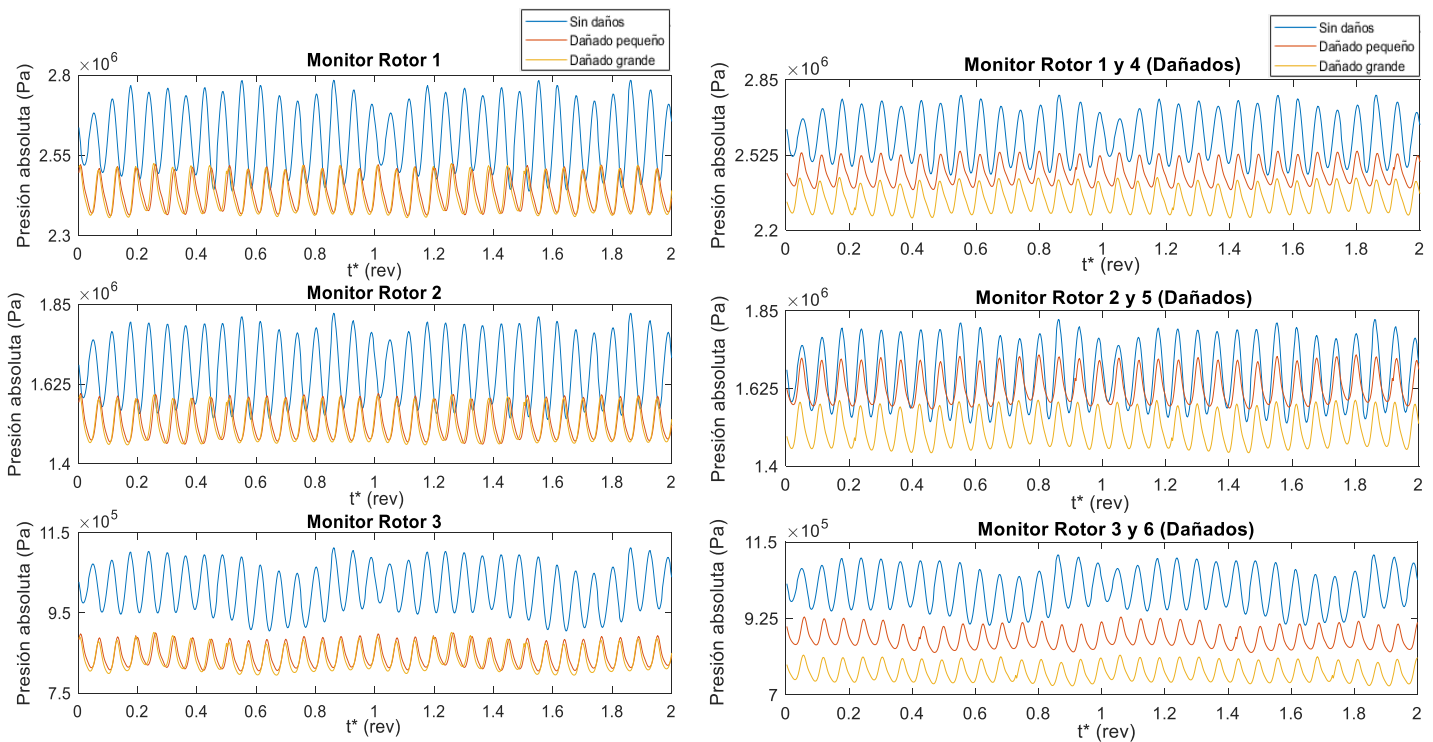


Figura 5.32 Izquierda: Comparación señales de presión monitores comunes ubicados en los álabes sin daños para caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación señales de presión entre monitores ubicados en el álabe dañado para casos sin daños, dañado pequeño y grande.

Las señales de presión muestran como en el resto de los álabes intactos en los rodetes dañados no hay grandes cambios más allá de una leve disminución del valor medio de la presión respecto al rodete sin daños.

Respecto a los monitores ubicados en el canal contiguo al álabe dañado, si existe una distinción más evidente entre los tres casos, notándose más esta diferencia en los puntos de entrada y salida del rodete.

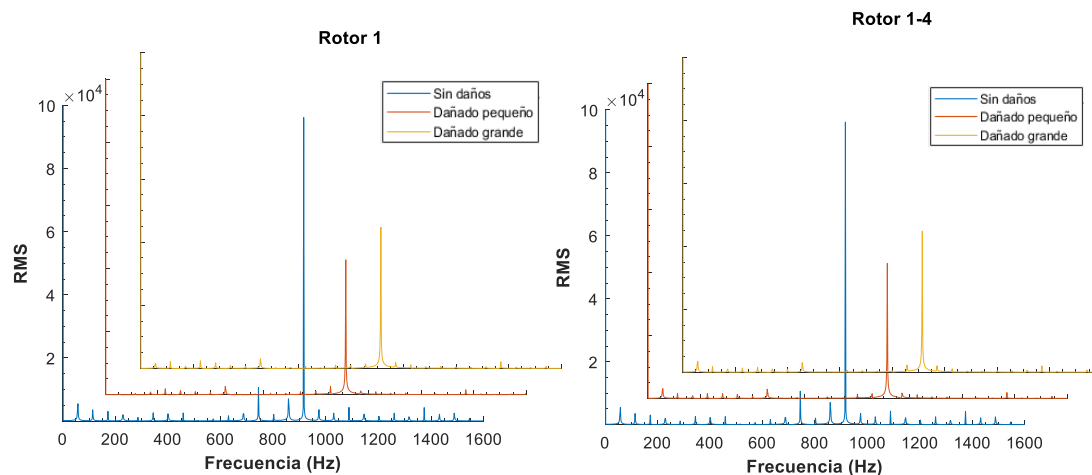


Figura 5.33 Izquierda: Comparación espectros de frecuencias del monitor común 1 entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación espectros de frecuencia del monitor 1 del caso sin daños y monitor 4 ubicado en el álabe dañado.

Debido a la similitud de los espectros de frecuencias de todos los monitores del rodete, son mostrados únicamente en este apartado los monitores ubicados en la entrada del rodete. En la primera figura se comparan el original con los álabes intactos de los rodetes dañados, y en la segunda figura se comparan el original con los álabes dañados. La principal característica que muestran estos espectros es la disminución del valor medio de la presión en los casos dañados respecto al caso original. Resto de monitores son mostrados en el Anexo B, C y D.

- Lift Stay Vane – Guide Vane

La representación de los datos de los álabes del distribuidor es otra manera de complementar y comprender a los monitores ubicados en el distribuidor.

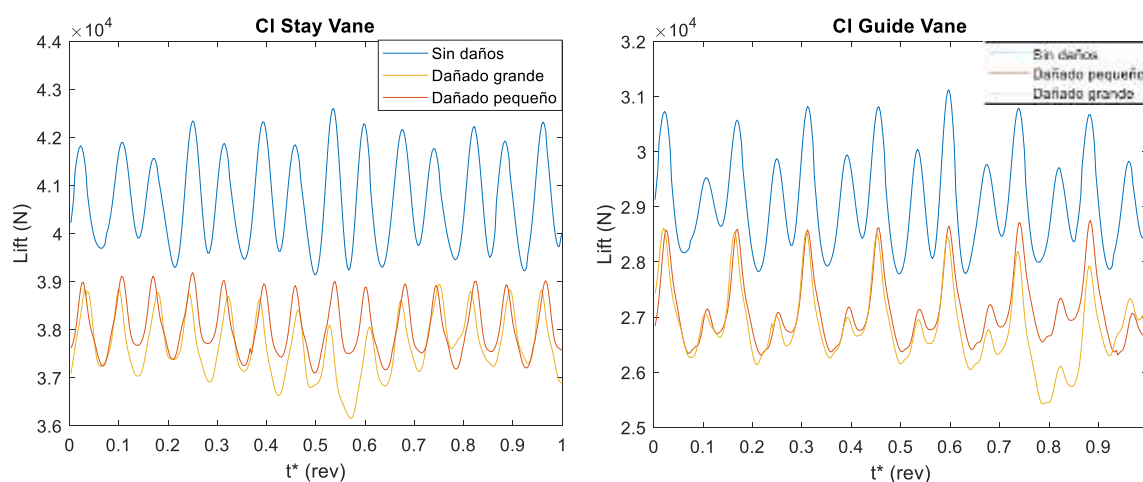


Figura 5.34 Comparación coeficientes de Lift del álabe fijo y móvil caso sin daños, dañado pequeño y grande.

De manera muy similar a los resultados de los monitores del Stator, se aprecia una disminución del valor del lift a medida que aumenta el daño en el álabe, y como hay una gran variación de lift en el momento que interacciona el álabe dañado.

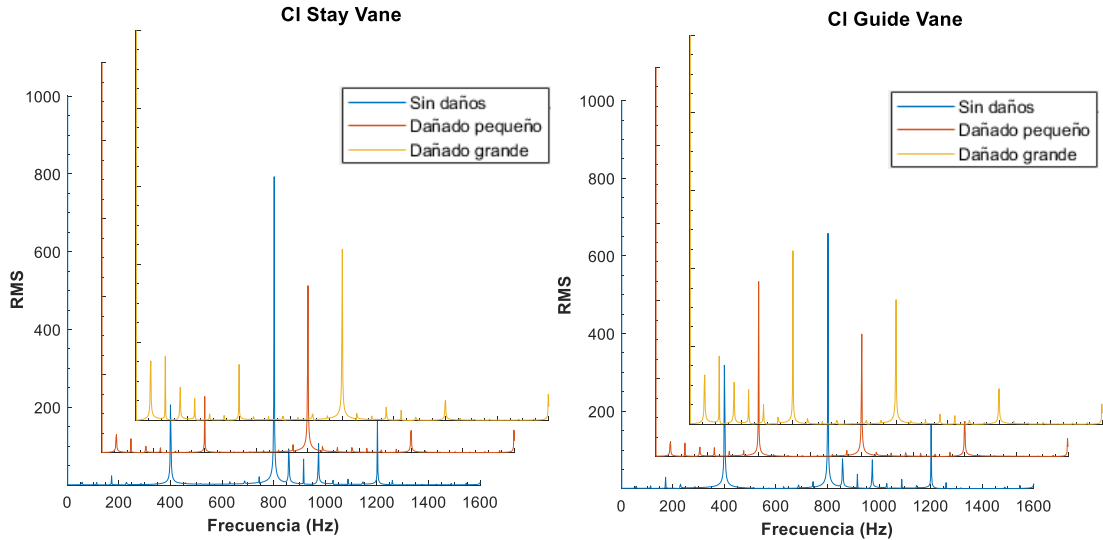


Figura 5.35 Comparación de espectro de frecuencias del coeficiente de Lift de los álbes fijos y móviles entre caso sin daños, dañado pequeño y grande.

- Lift álbes del rodete

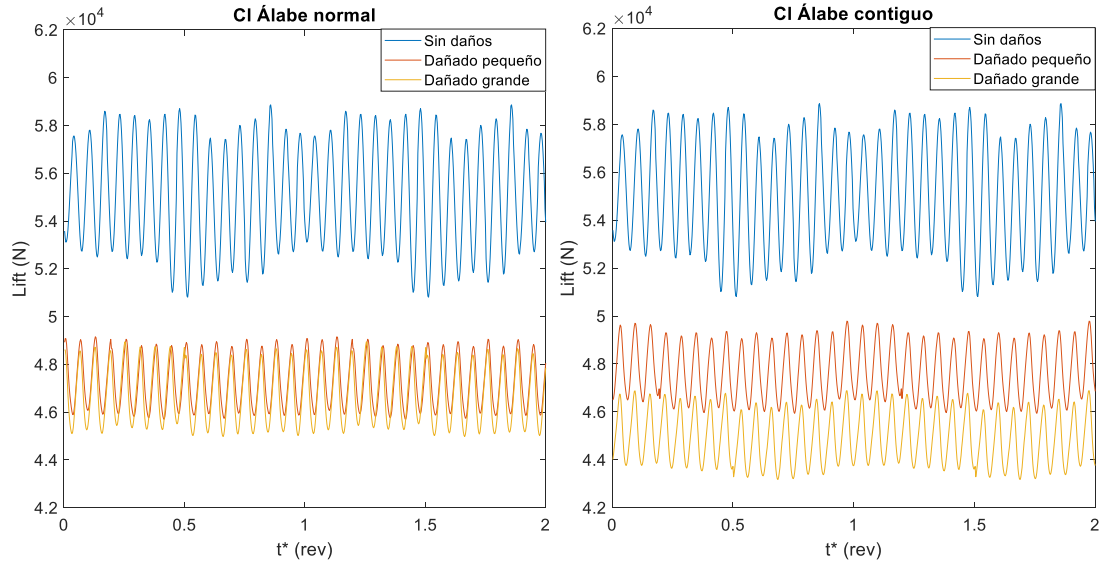


Figura 5.36 Izquierda: Comparación coeficiente de Lift del álabe normal entre caso sin daños, dañado pequeño y grande. Derecha: Comparación coeficiente de Lift del álabe contiguo al dañado.

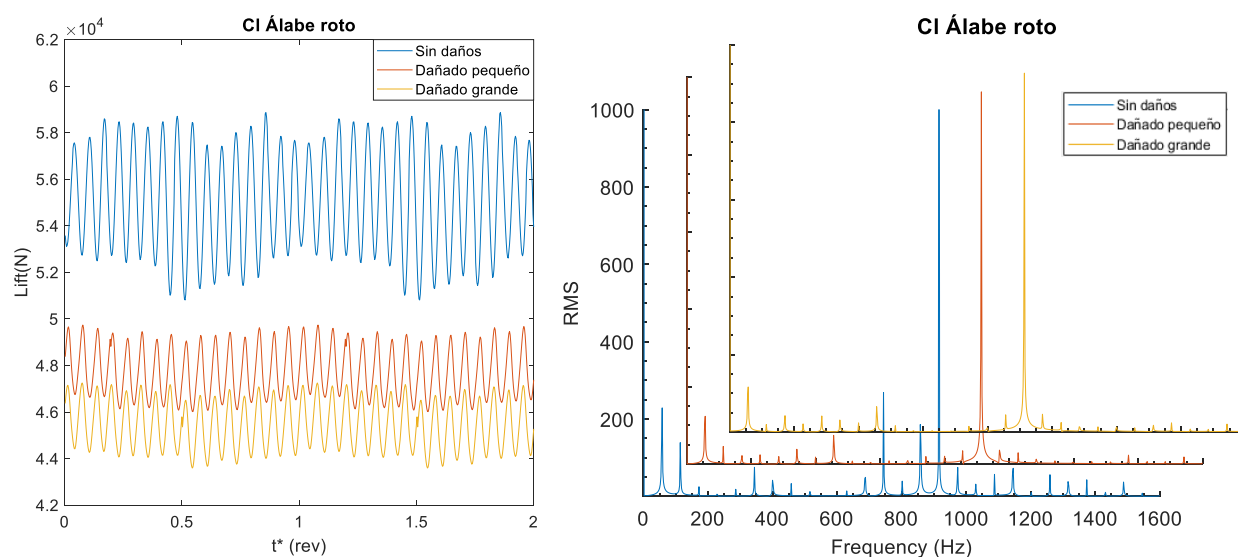


Figura 5.37 Izquierda: Comparación coeficiente de Lift en el álabo roto. Derecha: Comparación espectro de frecuencias del coeficiente de Lift del álabo roto entre caso sin daños, dañado pequeño y grande.

Siguiendo la tendencia de los otros monitores, los valores medios del lift de los álabes en los rodets dañados están ligeramente por debajo del caso original. No solamente el álabo roto se ve afectado por la pérdida de lift, sino también el álabo que le sucede debido a que parte del flujo del intradós del álabo dañado pasa a la zona de succión del álabo sucesor, haciendo que éste no tenga tan baja presión en la zona de succión y reduciendo la diferencia de presión entre intradós y extradós. Por otro lado, el álabo con mayores daños sale más perjudicado por la falta de material en la salida del álabo, que elimina también esa sustentación que se genera por la diferencia de presión entre caras.



Figura 5.38 Contornos de presiones sobre los álabes caso dañado grande. Izquierda: vista superior. Derecha: Vista inferior.

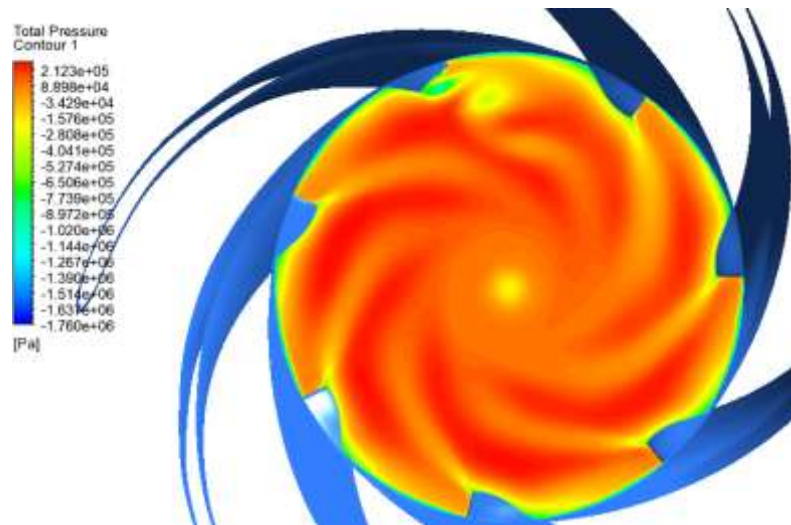


Figura 5.39 Contornos de presión total salida del rotor caso dañado grande.

En la primera figura se pueden ver las dos caras de los álabes donde se desaprovecha el empuje por reacción causado por la diferencia de presiones, reduciendo el lift del álabe. En la segunda figura se muestran los vórtices y la estela turbulenta que genera la zona dañada, modificando la presión que recibe el álabe sucesor.

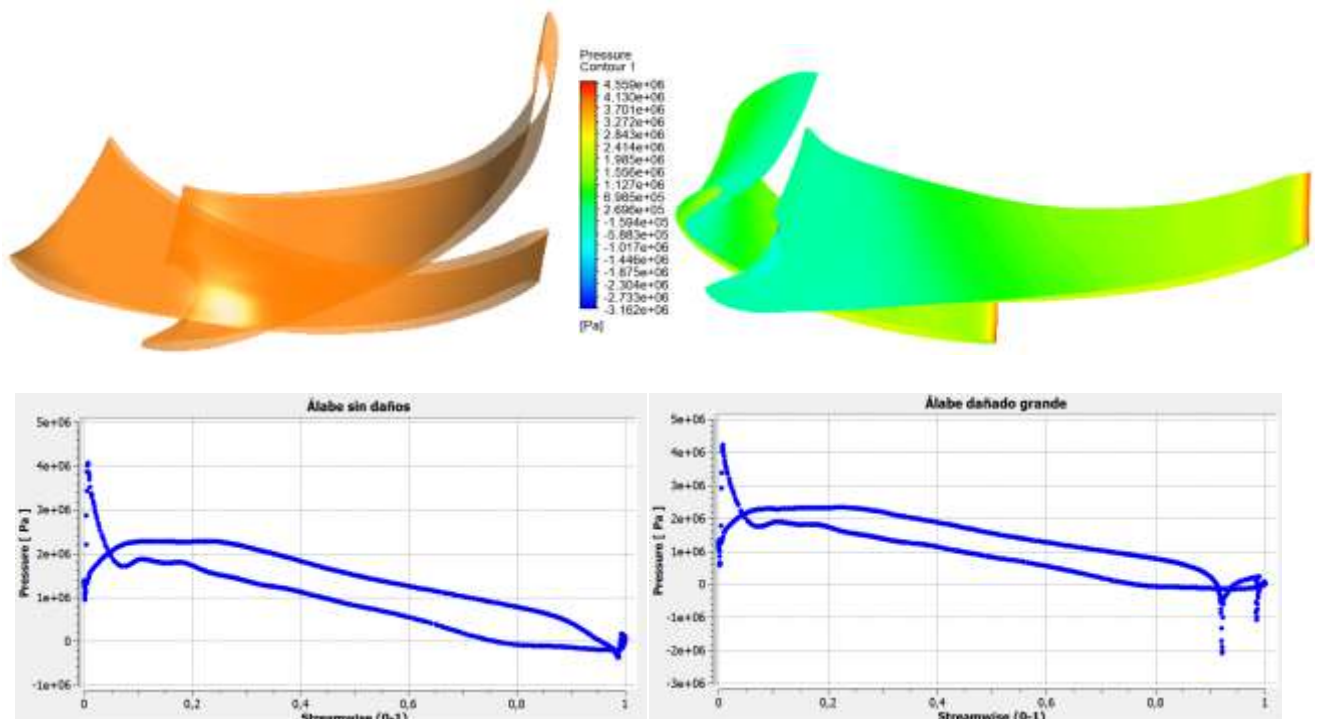


Figura 5.40 De izquierda a derecha y arriba a abajo: Álabe dañado grande y contiguo sin daños, contornos de presión, gráficos de presión a lo largo de las superficies de los álabes.

En la figura Figura 5.40, en el gráfico de presión a lo largo del álabe, se puede ver cómo la diferencia de presiones en el borde de entrada del álabe y en la mayor parte de la superficie de éstos es similar en ambos álaves, mientras que la sección final, el álabe dañado pierde parte de sustentación debido a la falta de material en éste.

- Momento Torsor y potencia

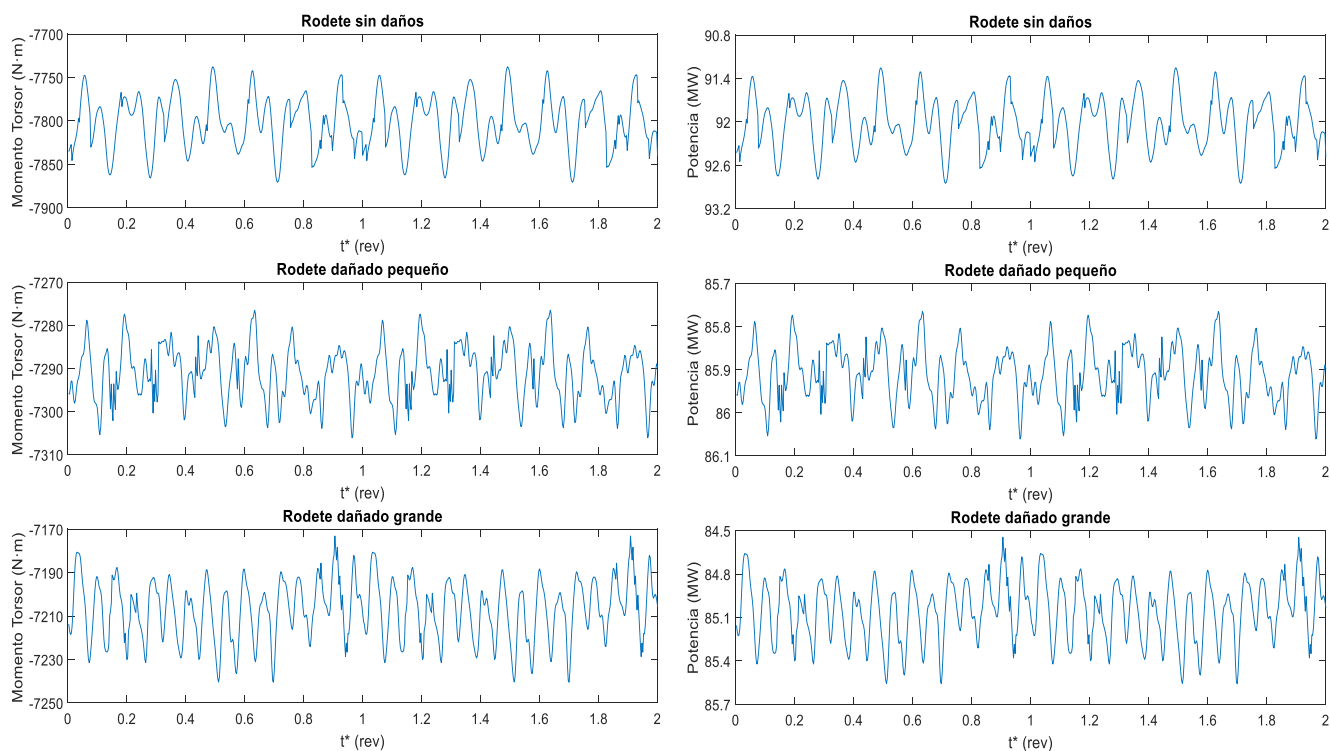


Figura 5.41 Comparación señales de momento torsor y potencia entre caso sin daños, dañado pequeño y grande.

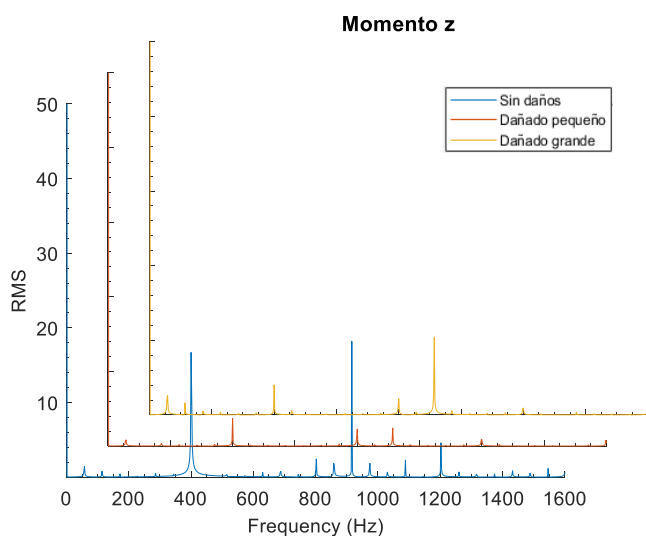


Figura 5.42 Comparación espectro frecuencias entre caso sin daños, dañado pequeño y grande.

La Figura 5.42, en la que se representa el momento torsor y la potencia, reflejan una clara pérdida de la potencia producida por la turbina (pérdida aproximada de un 10% de la potencia máxima), perdiendo eficiencia y rendimiento. Los daños en los álabes, además de alterar el lift en éstos mismos y provocar alteraciones en el distribuidor, provocan también pérdidas de eficiencia en el tubo de aspiración. Estas pérdidas pueden deberse a alteraciones en los vórtices generados en la salida del rodete y forma del flujo en la entrada del tubo, que son estudiados en el momento del diseño para maximizar eficiencia, además de posible creación de burbujas/cavitación debido a las zonas de baja presión existentes en las zonas dañadas.

- Tubo de aspiración

Respecto al tubo de aspiración, debido a que los daños se encuentran en el borde de salida del álabe, ocasiona que el flujo se vea más alterado aguas abajo debido a éstos. A continuación, se muestran los monitores ubicados en el tubo de aspiración acompañados de otras representaciones gráficas útiles para la comprensión.

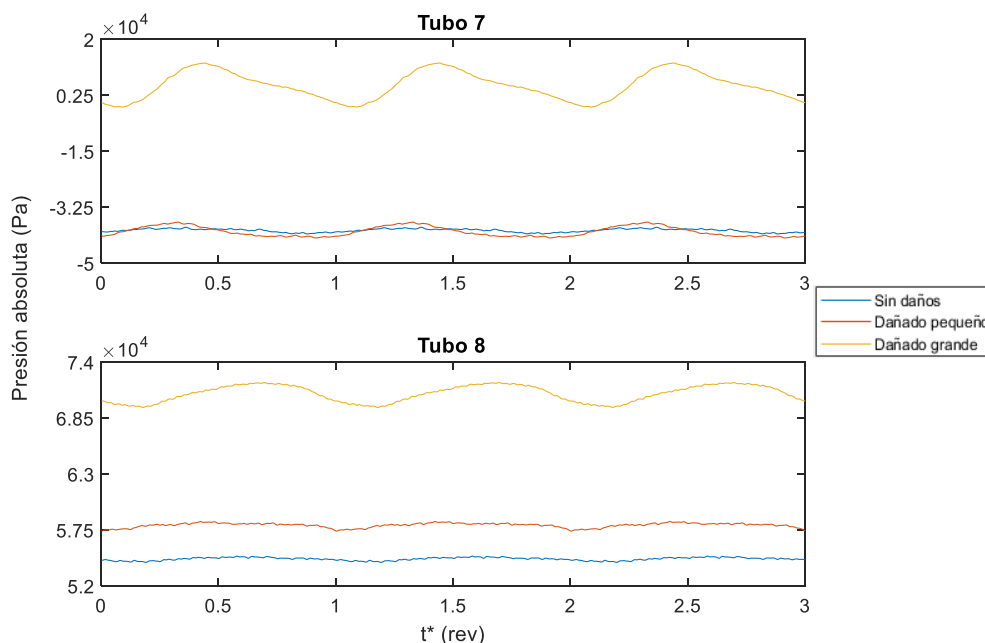


Figura 5.43 Señales de presión monitores 7 y 8 ubicados en el tubo de aspiración.

Observando las señales de presión de los dos primeros monitores se pueden ver dos grandes diferencias: la diferencia de amplitud entre las señales de los casos sin daños y dañado pequeño en comparación con el caso dañado grande, y la diferencia entre valores medios. Esto puede ser debido a que los daños en uno de los álabes pueden provocar una falta de fuerza de rotación en la entrada del rodete, haciendo que el vórtice que se crea no tenga tanta fuerza, perdiendo velocidad

rotativa (al girar más lento no genera tanta depresión en su interior), verticalidad y leve tendencia helicoidal (incremento de la amplitud en la señal).

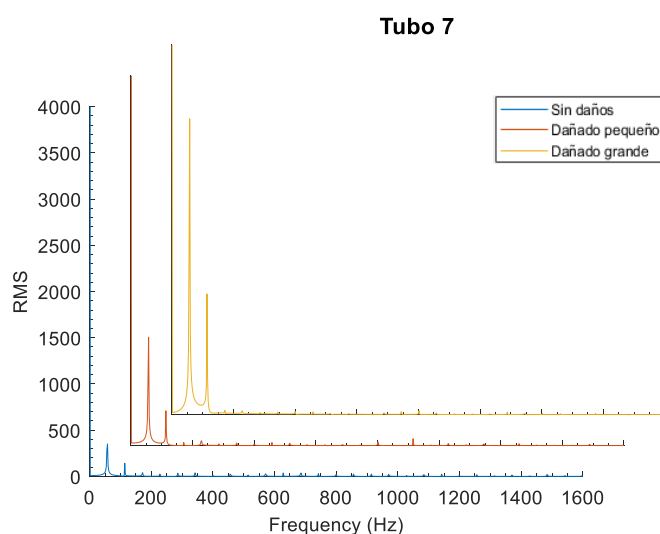


Figura 5.44 Espectro de frecuencias monitor Tubo 7.

En el espectro de frecuencias del primer monitor se aprecia la diferencia de magnitudes y amplitudes explicado previamente y una clara prevalencia de la frecuencia de giro del rodete y su segundo armónico.

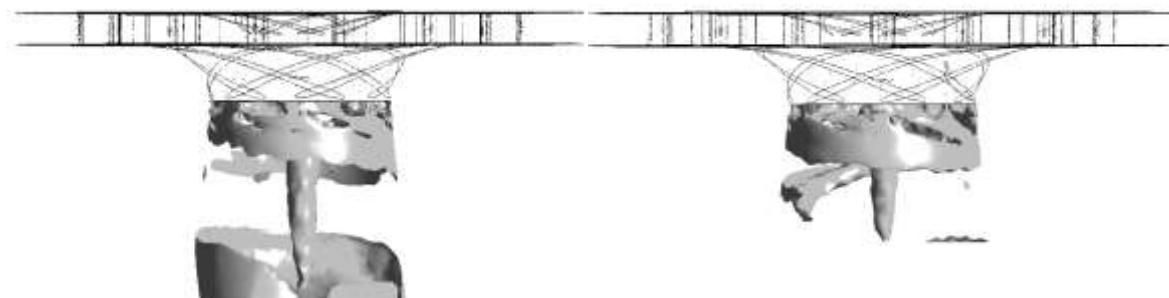


Figura 5.45 Regiones de vorticidad en la entrada del tubo de aspiración. Izquierda: Caso sin daños. Derecha: Caso dañado grande.

En la Figura 5.45 puede verse como en el caso dañado grande el vórtice central no alcanza la misma longitud y está peor definido que en el caso sin daños. Por otro lado puede observarse una gran diferencia en las paredes, y consiste en ese vórtice helicoidal que se desprende del álabe dañado. Puede verse con mejor claridad su efecto con los monitores ubicados horizontalmente.

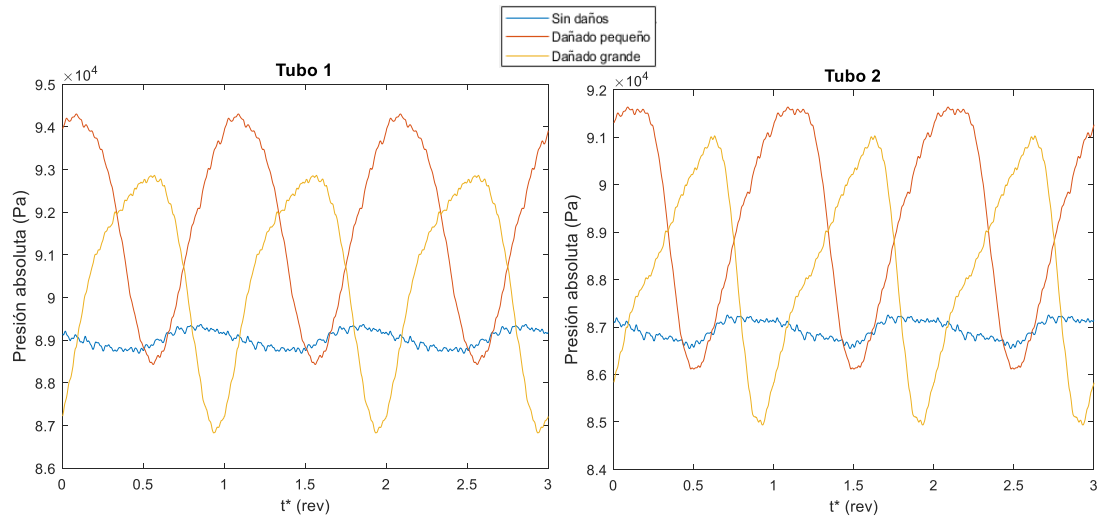


Figura 5.46 Señales de presión de los monitores Tubo 1 y 2 de los casos sin daños, dañado pequeño y grande.

En la Figura 5.46 puede verse el efecto del vórtice que se desprende del álabe dañado. En primer lugar, en el caso sin daños, se observa una señal con una leve amplitud, la cual es debida a los pequeños vórtices que se crean en los álaves del rodete y que son explicados en el apartado 5.1. No obstante, en los álaves dañados, en la Figura 5.47 este vórtice se ve potenciado por la perforación en éstos haciendo que no se disipe tan rápidamente y avance a lo largo de la pared del tubo de manera helicoidal.

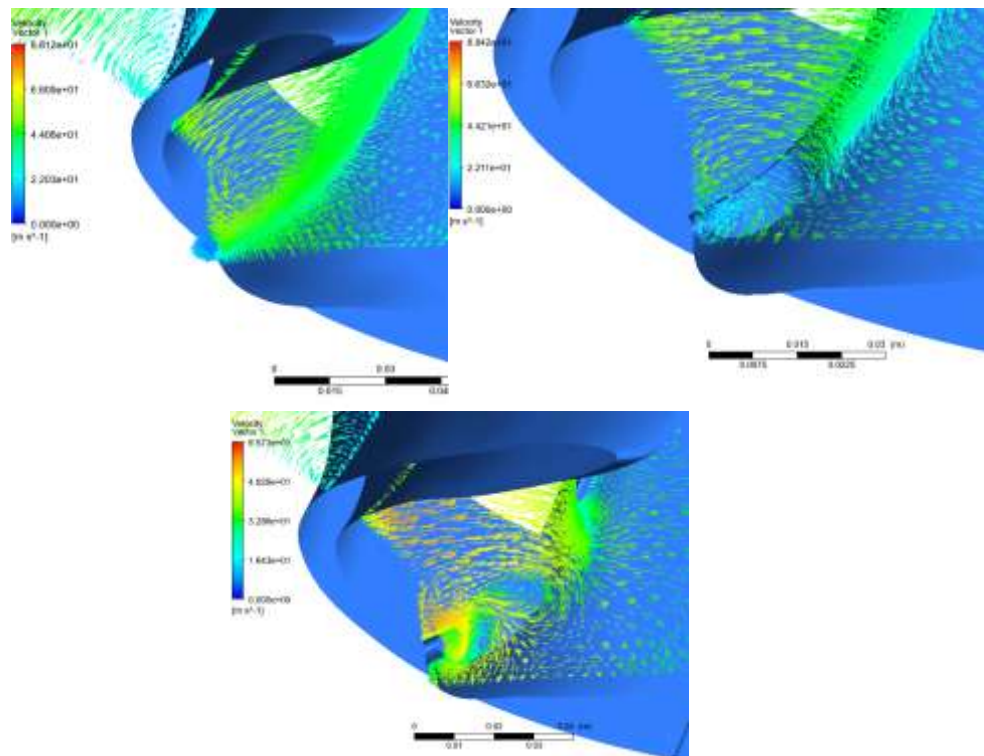


Figura 5.47 Representación vectorial de velocidad en la salida del álabe. De izquierda a derecha y de arriba a abajo: Álabe sin daños, dañado pequeño y dañado grande.

Este vórtice va descendiendo de manera helicoidal próximo a la pared del tubo, por ello en los monitores 1 y 2 se detecta esa señal de gran amplitud, generada por la caída brusca de presión al pasar el vórtice por los monitores, y como se observa en el espectro de la Figura 5.48, con una frecuencia correspondiente a la de giro del rodete al haber únicamente un álabe dañado. Otro aspecto a destacar es la casi idéntica amplitud en los dos casos dañados, lo cual puede deberse a que, aunque el dañado grande genere un vórtice de mayor dimensión, el dañado pequeño crea un vórtice mejor definido, consiguiendo mejor velocidad de rotación y depresión en su interior.

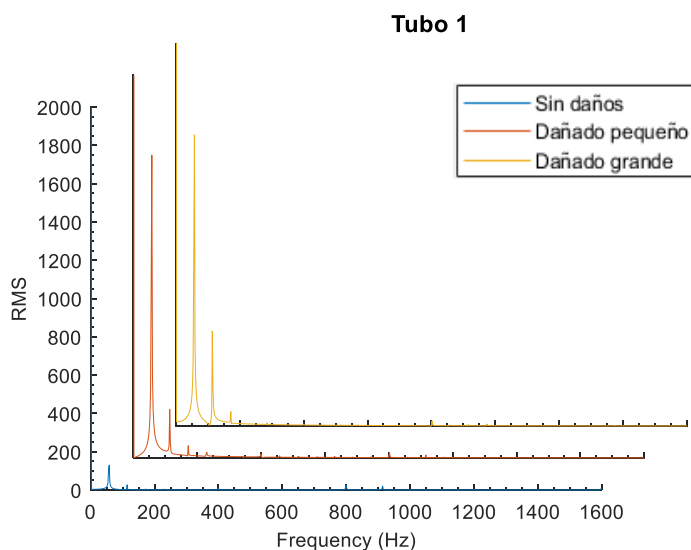


Figura 5.48 Comparación espectro de frecuencias del monitor Tubo 1.

En la figura 5.48 se muestran contornos de presiones ubicados en las mismas coordenadas que los monitores del 7 a 11 de los tres casos de análisis. En el primer contorno se observan los pequeños picos de presión, que son generados por una baja velocidad del fluido en el borde de salida del álabe debido al grosor de éste, excepto en el álabe dañado. En el siguiente contorno se aprecian los puntos concretos de baja presión generados por los vórtices ocasionados en todos los álabes, excepto en el dañado grande, donde predomina el gran vórtice debido al álabe dañado. En los siguientes niveles, los vórtices generales ya se van atenuando, excepto el producido por el daño que todavía sigue descendiendo. En los últimos niveles empieza a aparecer una zona de alta presión en la zona izquierda, y zonas de baja presión por los vórtices creados por la separación del flujo, explicado en el apartado 5.1, debido a la proximidad de la curvatura del codo. En este nivel, el vórtice generado por el álabe dañado grande es el único que todavía permanece ligeramente. En los casos dañados se observa como la presión en general es superior comparado con el caso sin daños, descendiendo la eficiencia de la turbina y del tubo de aspiración, ya que lo deseado es conseguir la menor presión posible en la salida del rodete para que la diferencia de presiones entre la entrada y salida del rodete sea lo más grande posible.

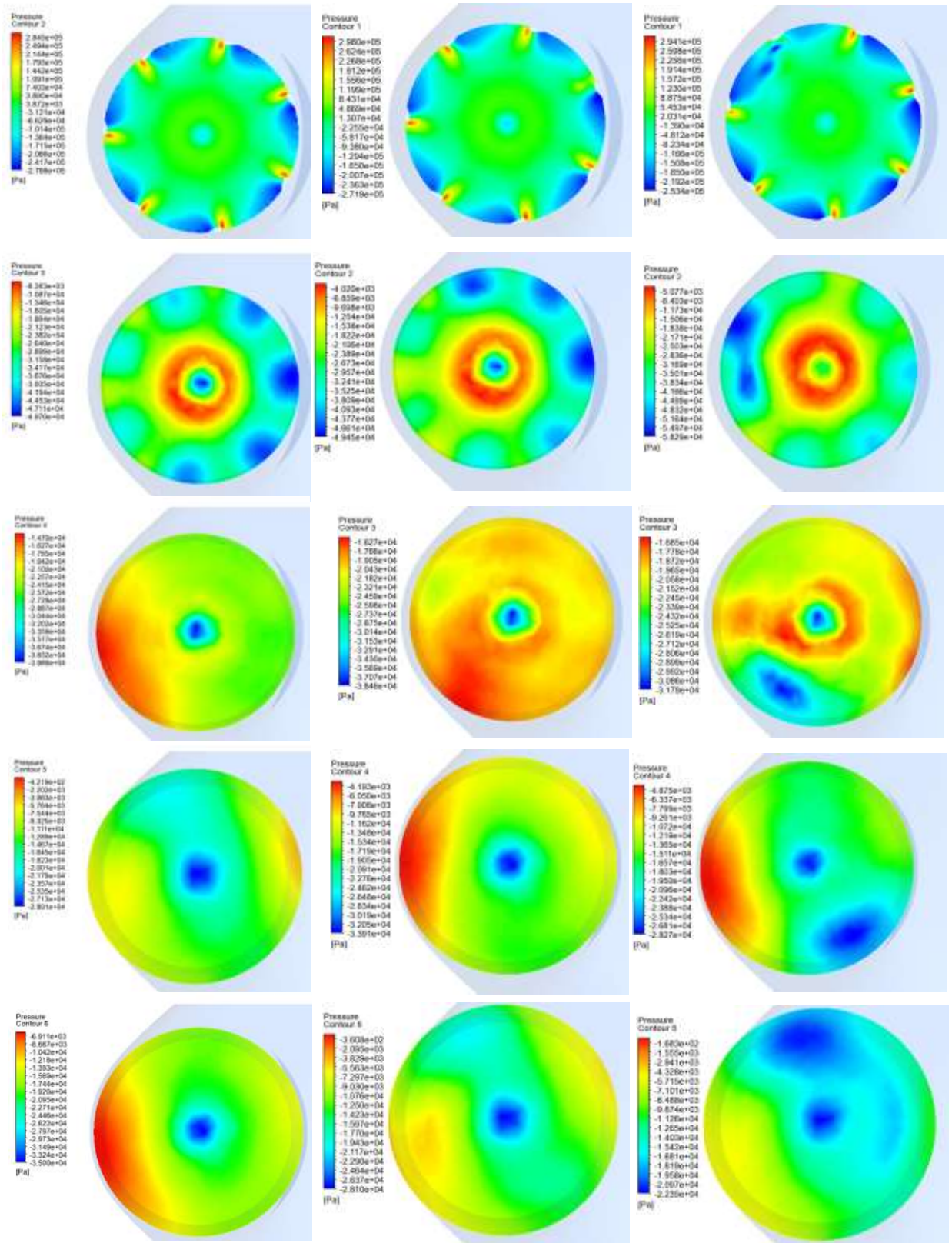


Figura 5.49 Contornos de presión en la entrada del tubo de aspiración. En orden descendente niveles a alturas de los monitores 7 a 11. De izquierda a derecha: Caso sin daños, dañado pequeño y grande.

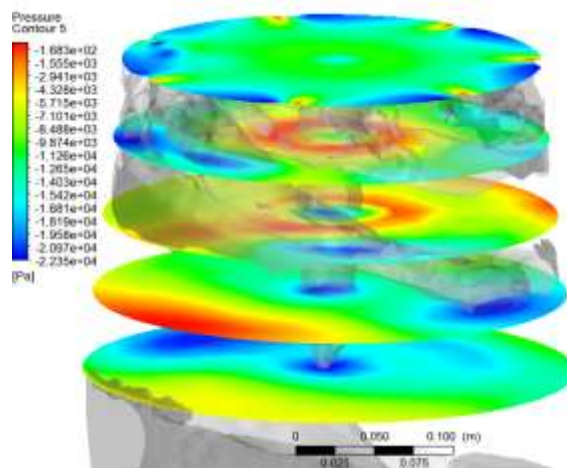


Figura 5.50 Caso dañado grande: contornos de presión estática ubicados en la misma cota que los monitores y representación del vórtice desprendido por el álabe dañado.

En cuanto al resto del tubo de aspiración, concretamente del codo hasta la salida, los tres casos de estudio se comportan de manera similar. En los tres casos se genera la bifurcación del flujo procedente de la sección vertical en dos grandes vórtices a cada lado del tubo. Aun así, se percibe un aumento de amplitud en la señal de presión de los monitores ubicados en la pared lateral del tramo final del tubo, lo cual puede ser debido a la interacción del vórtice que se desprende del álabe dañado con el gran vórtice lateral. Tanto en la representación gráfica de la señal de presión como en el espectro de frecuencias del monitor Tubo 4 puede verse lo comentado anteriormente.

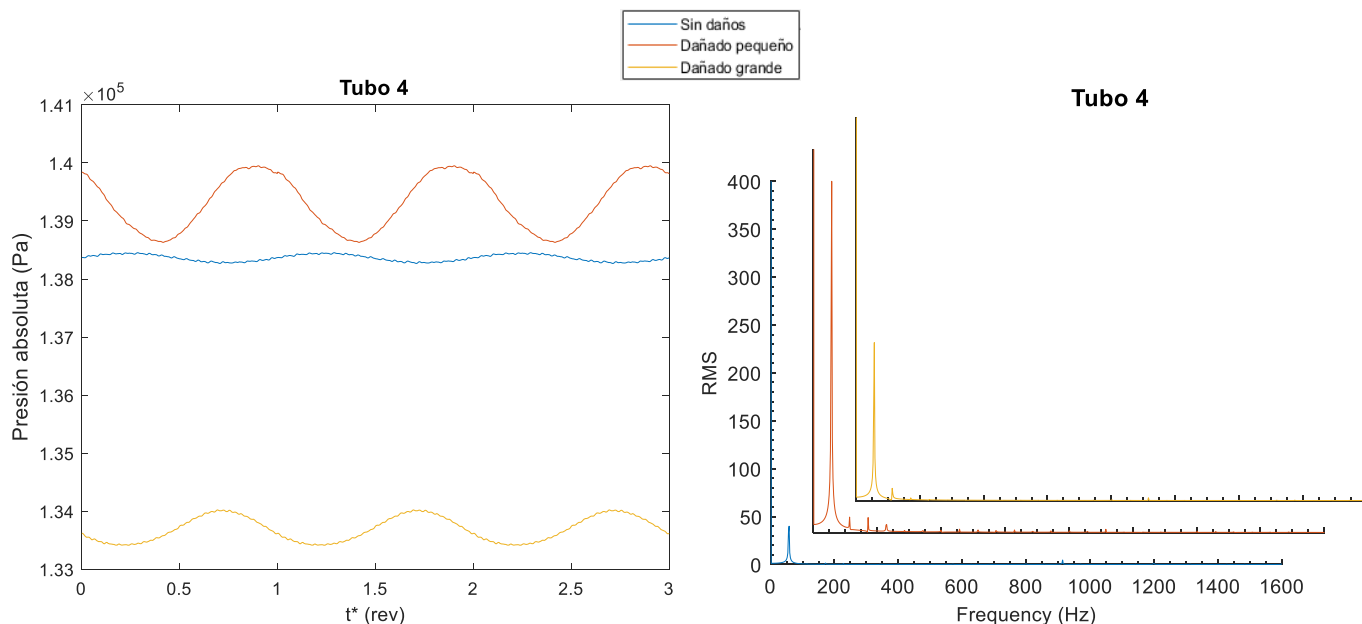


Figura 5.51 Señal de presión y espectro de frecuencias del monitor Tubo 4 de los casos sin daños, dañado pequeño y grande.

6. Impacto ambiental

El impacto medioambiental de este proyecto se podría considerar relativamente bajo, ya que el proyecto consiste en simulaciones computacionales sin la realización de un modelo experimental. Por tanto, los dos impactos principales vinculados a este proyecto son: la energía eléctrica consumida, donde se incluye la energía requerida por el ordenador portátil personal, ordenador de mayor rendimiento proporcionado por el centro docente y sin tener en cuenta la consumida indirectamente; y las emisiones debidas al transporte (público/privado) para la realización de reuniones con el tutor del proyecto.

Para el cálculo de las emisiones debidas a la energía eléctrica consumida, interesa conocer el porcentaje de energía no renovable demandada a nivel peninsular en el año 2019 y el valor medio de cantidad de CO₂ emitido por kWh durante el mismo año. Estos datos son obtenidos gracias a la publicación de la previsión de cierre del sistema eléctrico español 2019 proporcionado por la compañía red eléctrica de España [34]. Por tanto, a los valores de kWh consumidos se le aplicará el porcentaje medio de energía no renovable utilizada. El porcentaje de energía eléctrica proveniente de energías no renovables corresponde al 63,2%, y el valor medio de cantidad de CO₂ emitido por kWh es de 0,321 kg CO₂/kWh.

Respecto al cálculo de las emisiones debidas al transporte utilizado para los encuentros con el tutor son obtenidos mediante calculadoras de huella de carbono online, en las que en función del tipo de transporte y los km recorridos, devuelven un valor aproximado de cantidad de CO₂ emitido al medioambiente.

	Potencia (kW)	Horas (h)	Energía (kWh)	Porcentaje no renovable	Kg CO ₂
	Energía eléctrica				
Ordenador Pórtatil	0,065	1000	65	41,08	13,19
Ordenador de cálculo	0,125	4944	618	390,576	125,37
	Emisiones debidas al transporte				
Público + Privado	-	-	-	-	154,7
Total	0.19	5944	683	491,656	293,26

Tabla 6.1 Cálculos impacto medioambiental.

Conclusiones

A continuación, se exponen una serie de deducciones una vez finalizado este proyecto, respecto a los objetivos planteados en un principio:

En primer lugar, gracias a la recopilación bibliográfica se ha podido tratar de comprender más profundamente el comportamiento de este tipo de maquinaria hidráulica, los problemas que pueden surgir en estas turbomáquinas, y cómo poder plasmarlos y modelizarlos en este caso de estudio.

Respecto a la modelización, se han podido incorporar la representación de los daños en la salida del álabe, y también los parámetros y condiciones de cálculo más convenientes para que la obtención de los datos obtenidos sean lo más precisos posibles de cara a una correlación con datos experimentales.

Una vez obtenidos los resultados y han sido comparados entre ellos, se ha podido comprobar una clara diferencia en el comportamiento general de la turbomáquina debido a los daños ubicados en la salida de uno de los álabes del rodete. Estas diferencias se han podido observar en tres puntos concretos:

- **Rodete:** Es necesario tener controlado este elemento, ya que elemento es el más susceptible de que pueda entrar en resonancia debido a cambios en los pulsos de presión debidos al fenómeno RSI. Se ha observado que, aunque los daños estén ubicados en la parte inferior del rodete, éstos también provocan cambios de comportamiento en la parte superior del rodete. El álabe dañado provoca una alteración en la señal de presión obtenida por el efecto RSI, haciendo que cuando interacciona el álabe dañado, el pico de presión sea muy inferior comparado al resto de álabes. Aun así, no hay evidencias de que esto pueda provocar posibles resonancias ya que ni la frecuencia fundamental del rodete ni ninguno de sus armónicos ha sido excitado.
Otro aspecto destacable en el rodete es la falta de sustentación que se genera en el álabe dañado, provocando una asimetría en el par torsor aplicado a la turbina con la consiguiente falta de estabilidad en la entrega de potencia.
- **Tubo de aspiración:** En esta parte los daños tienen una mayor influencia, ya que el flujo que ingresa en el tubo está afectado por éstos. Por un lado, en los casos dañados se percibe una falta de velocidad de rotación en la entrada del tubo y un perfil de velocidades alterado, provocando un incremento de presión en la salida del rodete y por consiguiente un descenso en el rendimiento. Por otro lado, el álabe dañado desprende un gran vórtice helicoidal descendente, con una frecuencia similar a la de giro del rodete, el cual genera grandes vibraciones en las paredes del tubo y pueden ser transferidas por toda la instalación.

- **Potencia:** Respecto a la potencia de la turbomáquina calculada mediante el momento torsor y las leyes de semejanza, se ha obtenido una caída del 10 % respecto a la potencia obtenida en el caso sin daños, que en un caso real causaría a la larga grandes pérdidas económicas relacionadas con el consumo energético.

Una vez realizada una valoración de los resultados obtenidos en las principales zonas en las que los daños generan cambios en las señales, se concluye que, para ese tipo de daños concretos y su respectiva ubicación, el primer tramo vertical del tubo de aspiración resultaría el lugar ideal para la detección de éstos mediante sensores de presión. Para finalizar, sería interesante tener en cuenta las siguientes sugerencias para continuar estudiando acerca del funcionamiento de la turbomáquina y obtener mejor información:

- Realizar un conjunto de simulaciones con distintos modelos de turbulencia y poder comparar todos los resultados con datos obtenidos experimentalmente.
- Emplear diferentes modelos de turbulencia dentro de una misma simulación, ya que el flujo se comporta de distintas formas en diferentes partes de la geometría, haciendo que unos modelos de turbulencia puedan predecir mejor el comportamiento que otros, además de minimizar el tiempo de cálculo.
- Incorporar más daños en otros álabes y con diferentes configuraciones para ver qué cambios de comportamiento se presentan.
- Realizar las simulaciones en función de bombeo para ver qué efectos generan los mismos daños con el sentido del flujo invertido.
- Intentar aumentar la eficiencia del tubo de aspiración añadiendo pequeñas modificaciones en la geometría para evitar la formación de los vórtices laterales y la zona turbulenta en la zona central del tubo después del codo, haciendo que trabaje toda la sección como un difusor y minimizando al máximo la velocidad a la salida del tubo.

Estudio económico

<i>Concepto</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio unitario</i>	<i>Coste</i>
Coste simulación	12 núcleos · 4944 h	0,05 €/núcleo·h	2966,4 €
Alimentación ordenador	65 (kWh)	0,14 €/kWh	9,10 €
Licencia Microsoft Office	320 h	0,008 €/h	2,56 €
Licencia Ansys	4944 h	1,14 €/h	5636,16 €
Licencia Solidworks	10 h	0,75 €/h	7,5 €
Honorarios ingeniería	640 h	30 €/h	32000 €
Cómputo			40621,72 €

Tabla 1 Cómputo costes económicos.

<i>Valores añadidos</i>	<i>Coste</i>
AUI (16,7 %)	6.783,83 €
Subtotal	47.405,55€
IVA (21 %)	9.955,16 €
TOTAL	57.360,72 €

Tabla 2 Coste total estudio.

Plan de trabajo

A continuación, se muestra el diagrama de Gantt con la distribución de las diferentes tareas y actividades llevadas a cabo para la realización del proyecto.

	Semana																	
Actividad	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Bibliografía																		
Modelos computacionales																		
Memoria																		
Simulación																		
Procesado de datos																		

	Semana																	
Actividad	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Bibliografía																		
Modelos computacionales																		
Memoria																		
Simulación																		
Procesado de datos																		

Tabla 3 Cronograma.

Bibliografía

- [1] UNESCO, “El agua en un mundo en constante cambio,” p. 16, 2009.
- [2] International Hydropower Association, “Hydropower status report,” *Hydropower Status Rep.*, pp. 1–83, 2018.
- [3] C. P. Clase and C. El, “Costos de producción de la energía eléctrica,” pp. 1–34, 2017.
- [4] Q. Liang, J. Fan, and Q. Shi, “Influence of hydraulic characteristics on transient behavior of ultra-high head pump turbine,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 240, no. 7, 2019.
- [5] H. Sun, R. Xiao, W. Liu, and F. Wang, “Analysis of s characteristics and pressure pulsations in a pump-turbine with misaligned guide vanes,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 135, no. 5, pp. 51101-1-51101-6, 2013.
- [6] Z. Wang, B. Zhu, X. Wang, and D. Qin, “Pressure fluctuations in the S-shaped region of a reversible pump-turbine,” *Energies*, vol. 10, no. 1, 2017.
- [7] W. Zhang, Z. Chen, B. Zhu, and F. Zhang, “Pressure fluctuation and flow instability in S-shaped region of a reversible pump-turbine,” *Renew. Energy*, vol. 154, pp. 826–840, 2020.
- [8] Z. Zuo, H. Fan, S. Liu, and Y. Wu, “S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode - A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 60, pp. 836–851, 2016.
- [9] B. E. Dallstream, B. A. Fricke, and B. R. Becker, “Swing check valve design criteria and CFD validation,” *Int. Conf. Nucl. Eng. Proceedings, ICONE*, vol. 2006, no. July 2006, 2006.
- [10] M. Dular, T. Požar, J. Zevnik, and R. Petkovšek, “High speed observation of damage created by a collapse of a single cavitation bubble,” *Wear*, vol. 418–419, no. November 2018, pp. 13–23, 2019.
- [11] M. Teórico, “Marco teórico, Cavitación,” *Cavitacion*, pp. 5–19, 2015.
- [12] C. E. Brennen, “Cavitation in medicine,” *Interface Focus*, vol. 5, no. 5, pp. 1–12, 2015.
- [13] X. Escaler, E. Egusquiza, M. Farhat, F. Avellan, and M. Coussirat, “Detection of cavitation in hydraulic turbines,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 20, no. 4, pp. 983–1007, 2006.
- [14] X. Huang and X. Escaler, “Added mass effects on a Francis Turbine runner with attached blade cavitation,” *Fluids*, vol. 4, no. 2, 2019.
- [15] T. Neidhardt, “High part - load fluctuations in Francis turbines and the applicability of model test data,” no. November, 2017.
- [16] P. Gruber, P. Odermatt, M. Etterlin, T. Lerch, M. Frei, and M. Farhat, “The detection of cavitation in hydraulic machines by use of ultrasonic signal analysis,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, 2014.

- [17] V. Shukla, M. Sarfaraz, and D. Sharma, "Cavitation Analysis on Propeller Turbine Through Cfd," *J. Adv. Res. Appl. Sci.*, vol. 4, no. 7, pp. 248–260, 2017.
- [18] L. A. Teran, S. A. Rodríguez, S. Laín, and S. Jung, "Interaction of particles with a cavitation bubble near a solid wall," *Phys. Fluids*, vol. 30, no. 12, 2018.
- [19] P. P. Gohil, "c r v i h o e f c r v i h o e," vol. 9, no. 1, pp. 357–365, 2016.
- [20] B. S. Thapa, O. G. Dahlhaug, and B. Thapa, "Sediment erosion in hydro turbines and its effect on the flow around guide vanes of Francis turbine," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 49, no. September, pp. 1100–1113, 2015.
- [21] M. Zhang, "On the Changes in Dynamic Behavior produced by the Hydraulic Turbine Runner Damage Doctoral Thesis."
- [22] E. Egusquiza, C. Valero, X. Huang, E. Jou, A. Guardo, and C. Rodriguez, "Failure investigation of a large pump-turbine runner," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 23, pp. 27–34, 2012.
- [23] M. Coussirat *et al.*, "Estudio Del Fenómeno De Interacción Rotor Estator (Rsi) En Una Bomba Radial, Trabajando Fuera De Las Condiciones De Diseño Óptimo," vol. XXXIII, pp. 167–185, 2012.
- [24] A. Alireza, ZOBEIRI; Jean-Louis, KUENY; Mohamed, FARHAT; François, "Pump-turbine Rotor-Stator Interactions in Generating Mode : Pressure Fluctuation in Distributor Channel," *23rd IAHR Symp. - Yokohama Oct. 2006*, vol. 1, no. October, pp. 1–10, 2006.
- [25] S. Makiya, A. Inasawa, and M. Asai, "Vortex shedding and noise radiation from a slat trailing edge," *AIAA J.*, vol. 48, no. 2, pp. 502–509, 2010.
- [26] C. G. Rodriguez, E. Egusquiza, and I. F. Santos, "Frequencies in the vibration induced by the rotor stator interaction in a centrifugal pump turbine," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 129, no. 11, pp. 1428–1435, 2007.
- [27] N. Y. Características *et al.*, "Turbulencia," *Igarss 2014*, vol. 30, no. 1, pp. 1–5, 2014.
- [28] E. L. Ibarrola, "Introducción al flujo turbulento," pp. 1–12, 2009.
- [29] J. M. Cimbala and Y. a. Cengel, "Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones," *McGrawHill*, vol. Primera Ed, pp. 10–11, 2001.
- [30] P. M. RODAS-POSSO, "La transformada de Fourier," pp. 1–109, 1977.
- [31] "ANSYS CFX-Solver Theory Guide," vol. 15317, no. April, pp. 724–746, 2009.
- [32] B. Nennemann and G. V, "CFD prediction of unsteady wicket gate-runner interaction in Francis turbines : A new standard hydraulic design procedure," *EPFL Lib*, no. May 2014, pp. 1–9, 2005.
- [33] O. Z. Do and E. To, "Numerical Simulation of Draft Tube Flow in Off-Design Conditions."
- [34] "264,8 40.455," p. 2019, 2019.

- **Consultas sitios web**

Voith. (2020). 19/11/2019, <http://voith.com/corp-en/index.html>

Inicio | Red Eléctrica de España. (2020). 20/011/2020, <https://www.ree.es/es>

Energía | Hispagua. (2020). 20/11/2019, <http://hispagua.cedex.es/datos/energia>

Hidroeléctrica. (2020). 20/11/2020, <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-electrico/energia-hidroelectrica>

CFD Online. (2020). 01/12/2019, <https://www.cfd-online.com/>

Fluid Mechanics 101. (2020). 01/12/2019, <https://www.fluidmechanics101.com/>

Bevelacqua, P. (2020). Fourier Transform.12/12/2019, <http://www.thefouriertransform.com/>

(<https://www.radsite.co.uk/>), C. (2020). carbonfootprint.com - Carbon Footprint Calculator. 10/01/2020, <https://www.carbonfootprint.com/calculator.aspx>

Anexo A. Calidad mallas caso dañado pequeño y grande

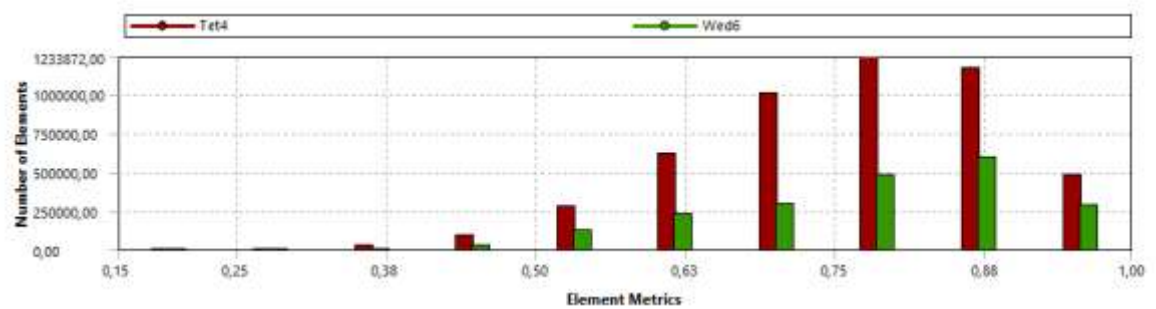


Figura A 1 Elementos mallado caso dañado pequeño.

Calidad de la malla (pequeño)	
Suavidad	Media
Criterio	Calidad ortogonal
Mínimo	0,15045
Máximo	0,99785
Media	0,76767
Desviación estándar	0,12322
Nº Nodos	1987609
Nº Elementos	6893414

Tabla A 1 Calidad mallado caso dañado pequeño.

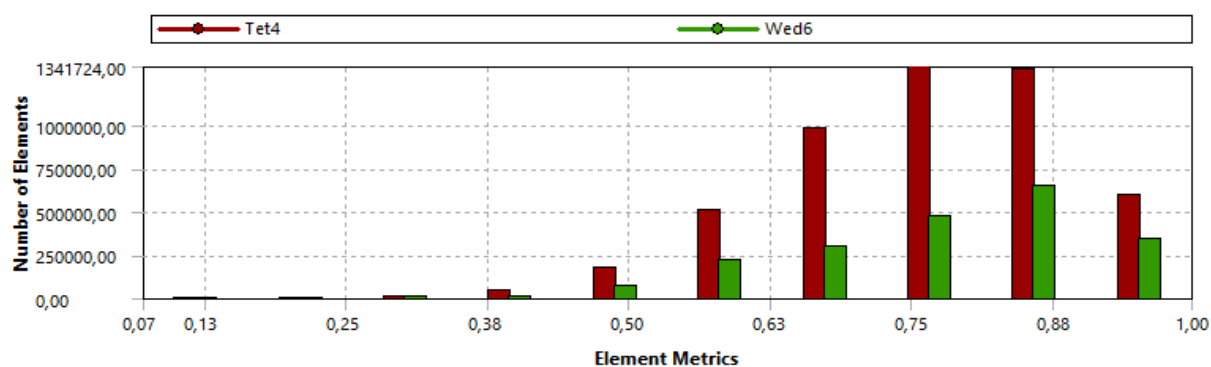


Figura A 2 Elementos mallado caso dañado grande.

Calidad de la malla (grande)	
Suavidad	Media
Criterio	Calidad ortogonal
Mínimo	0,07
Máximo	0,99755
Media	0,76658
Desviación estándar	0,12422
Nº Nodos	2026945
Nº Elementos	7041106

Tabla A 2 Calidad mallado dañado grande.

Anexo B. Señales de presión y espectros de frecuencias caso sin daños.

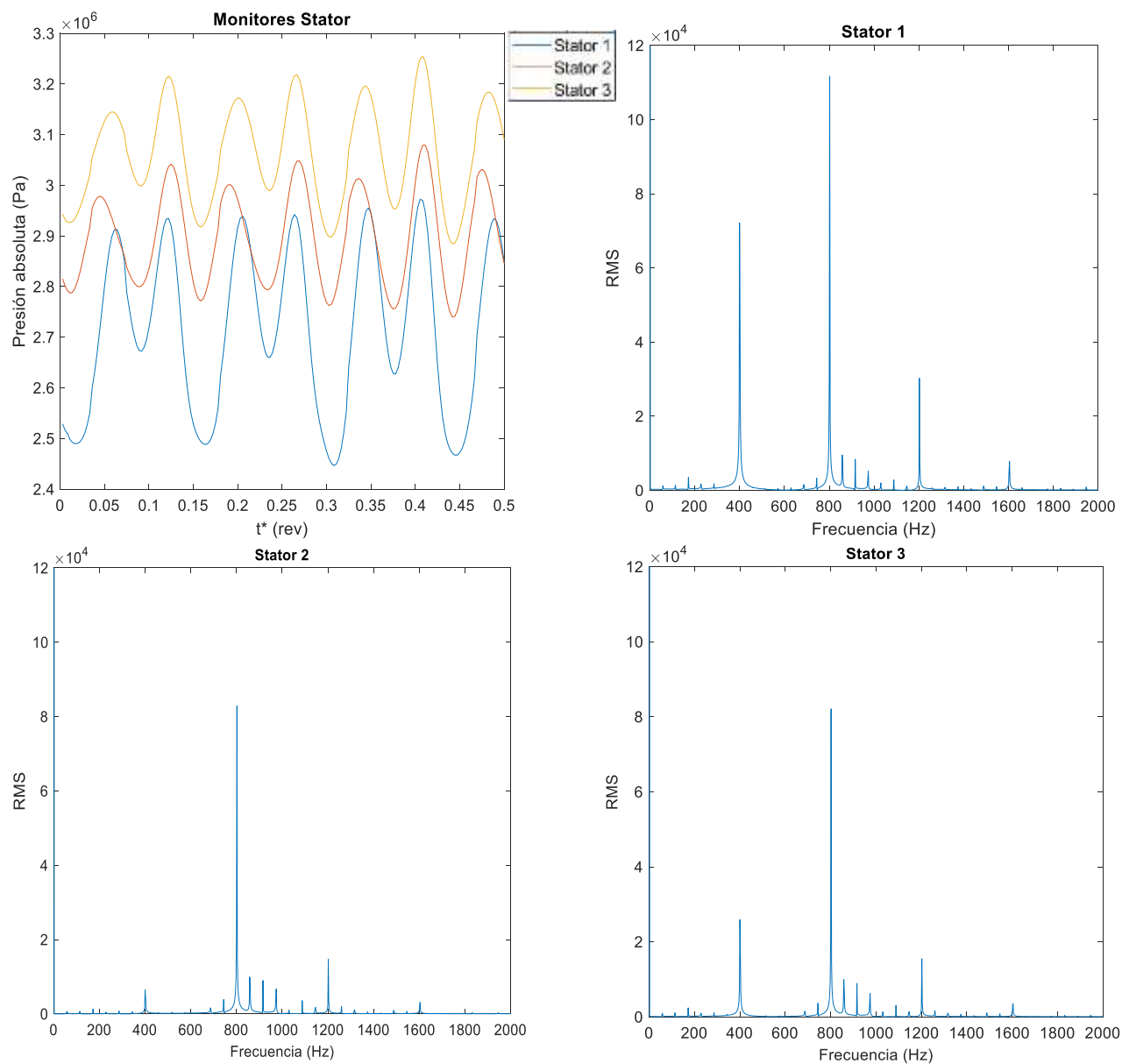


Figura B 1 Señales de presión y espectros de frecuencias Stator 1,2,3 caso sin daños.

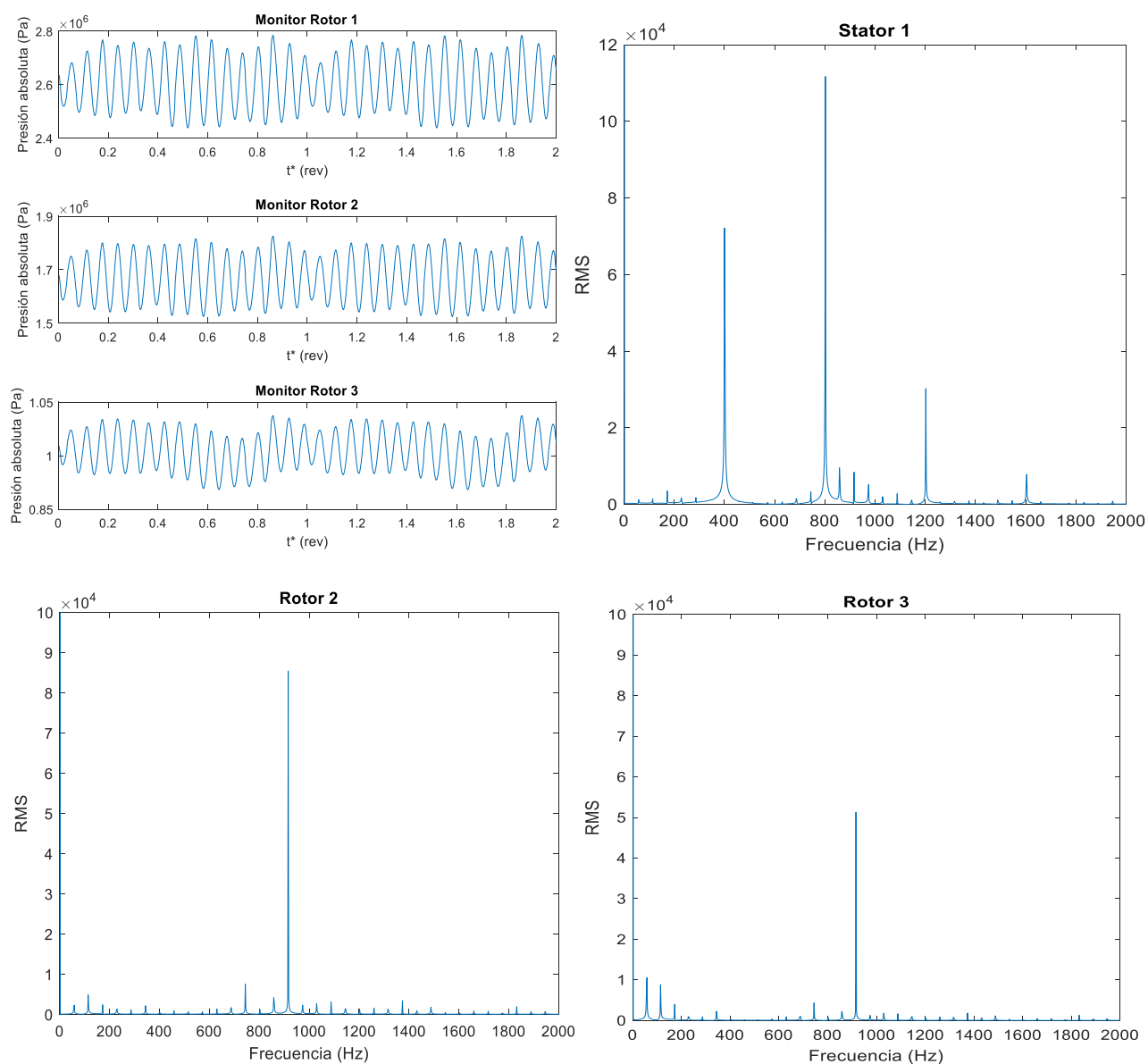


Figura B 2 Señales de presión y espectros de frecuencias Rotor 1,2,3 caso sin daños.

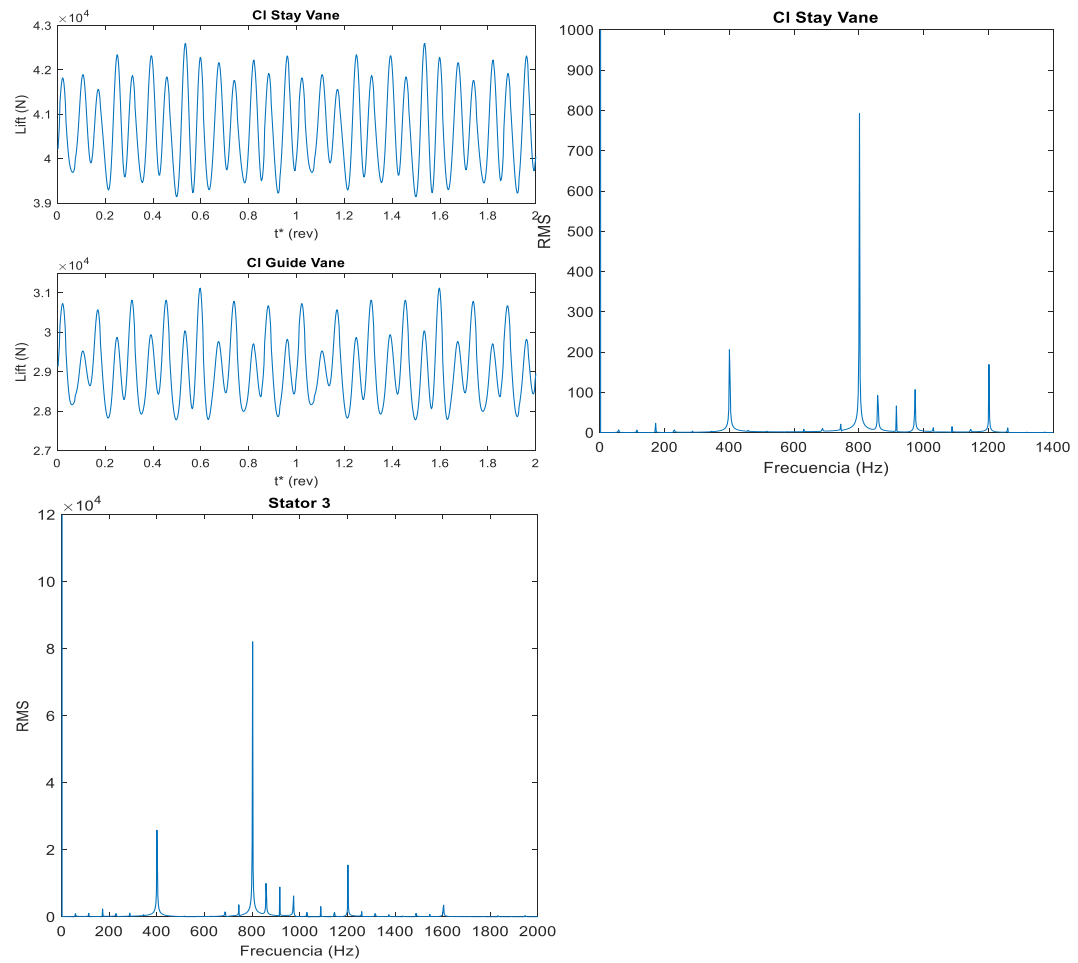


Figura B 3 Señales de Lift y espectro de frecuencias SV y GV.

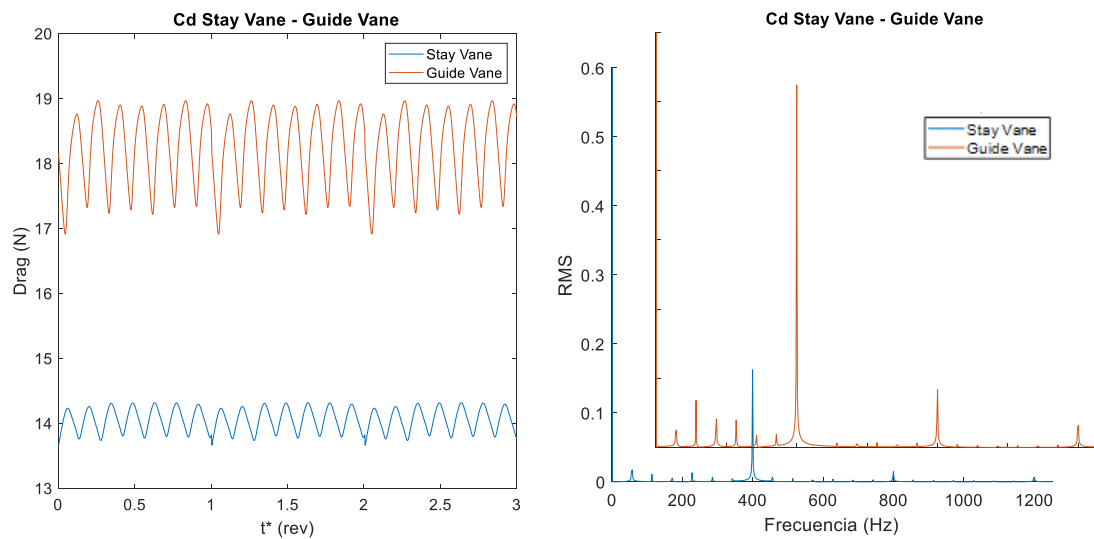


Figura B 4 Señales de Drag y espectro de frecuencias SV y GV caso sin daños.

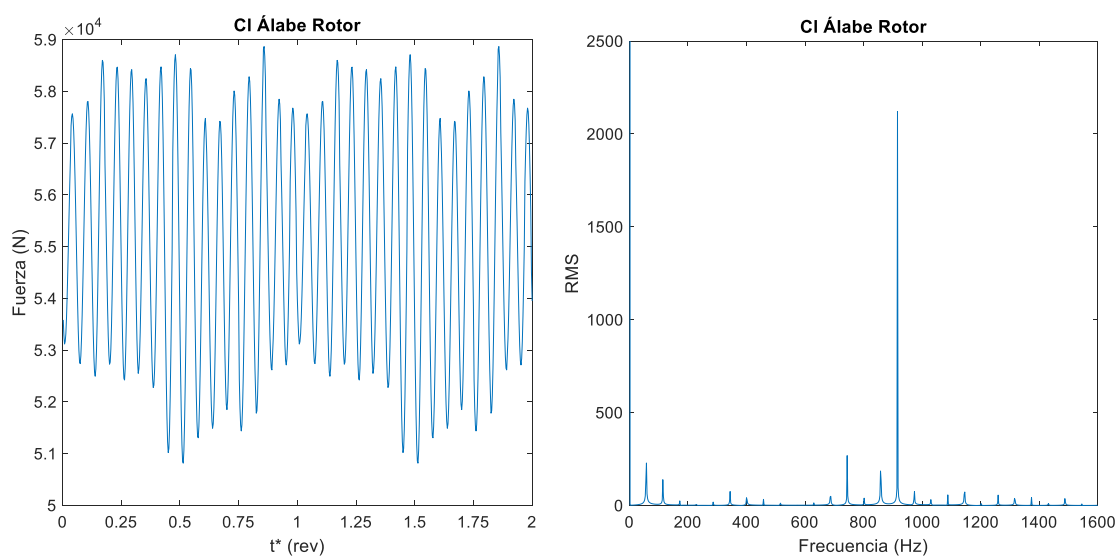


Figura B 5 Señal de presión y espectro de frecuencias Lift Álabes rodete caso sin daños.

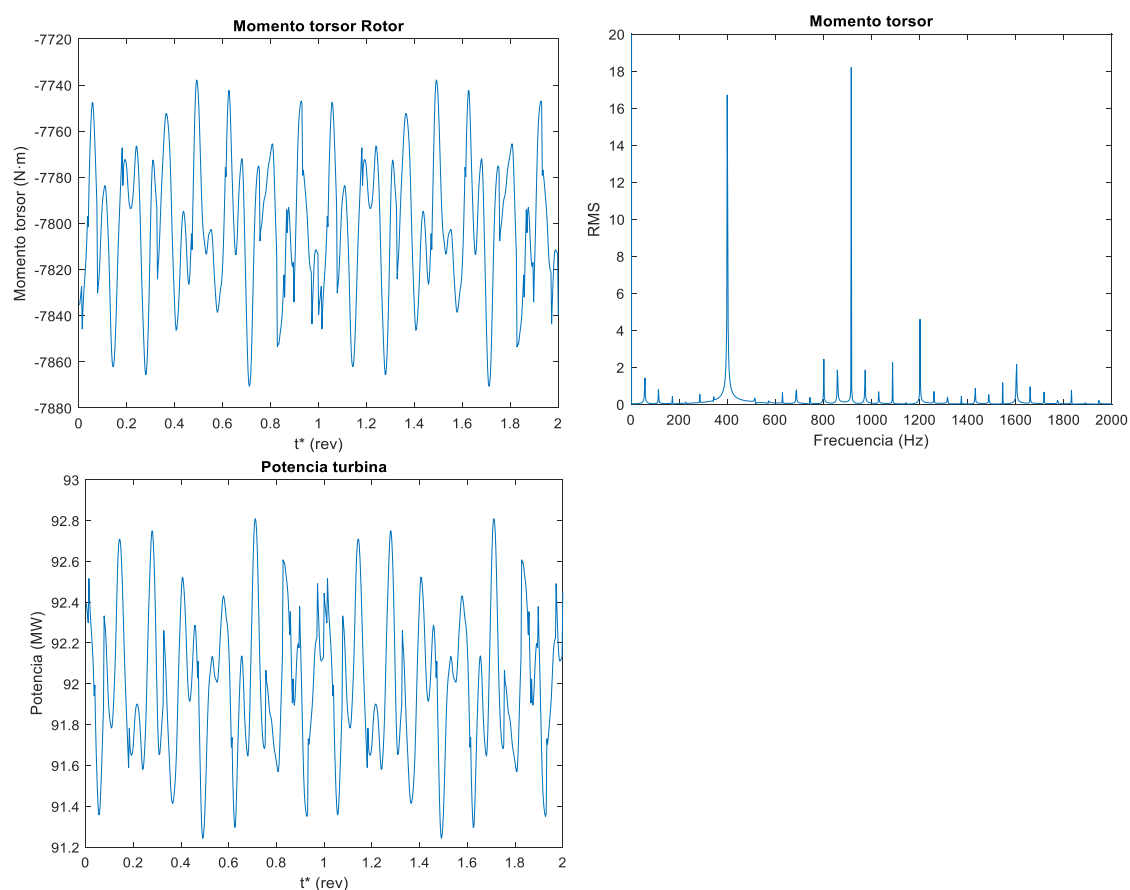


Figura B 6 Señales de momento torsor y potencia de la turbina y espectro de frecuencias del momento torsor caso sin daños.

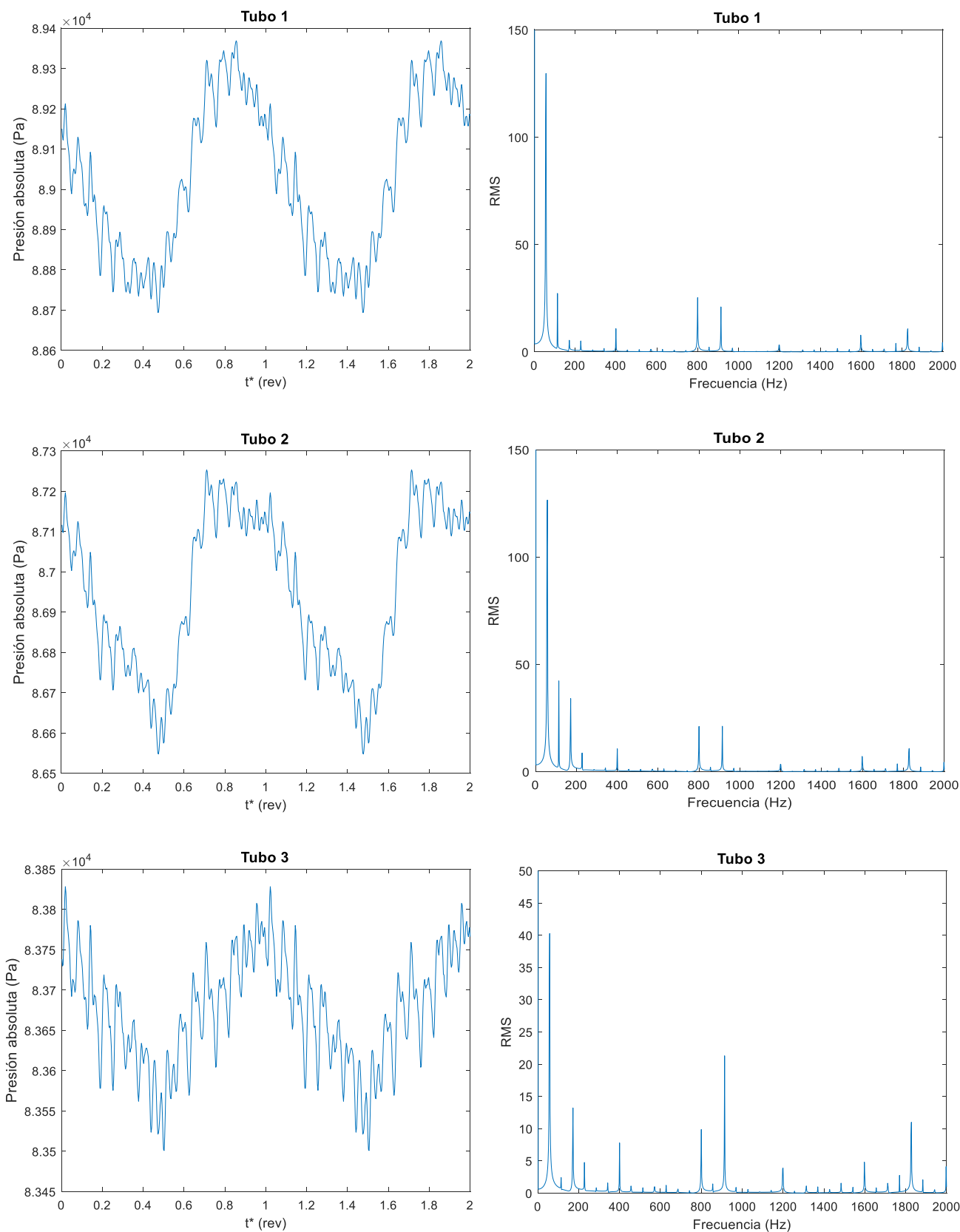


Figura B 7 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 1,2 y 3 caso sin daños.

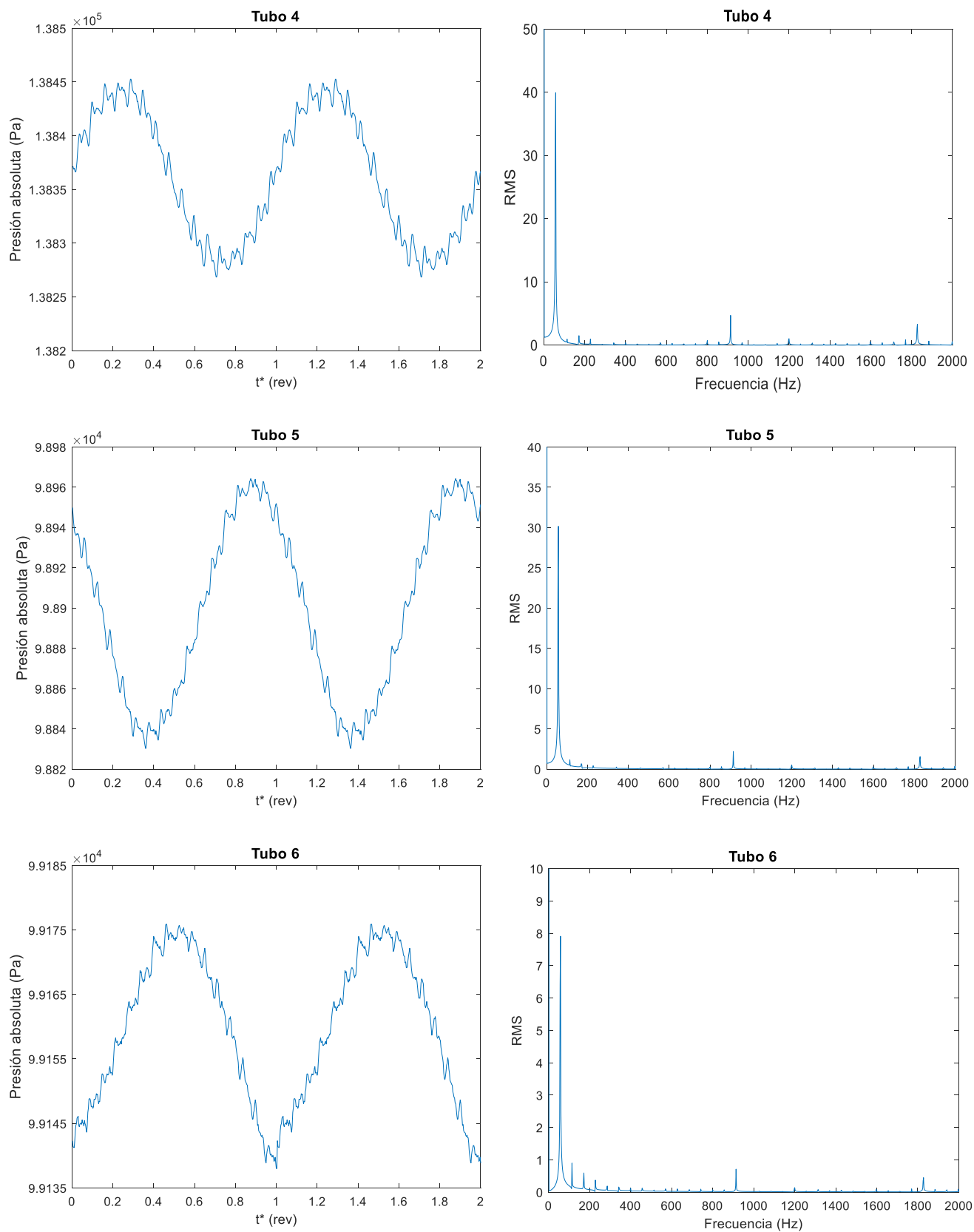


Figura B 8 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 4, 5 y 6 caso sin daños.

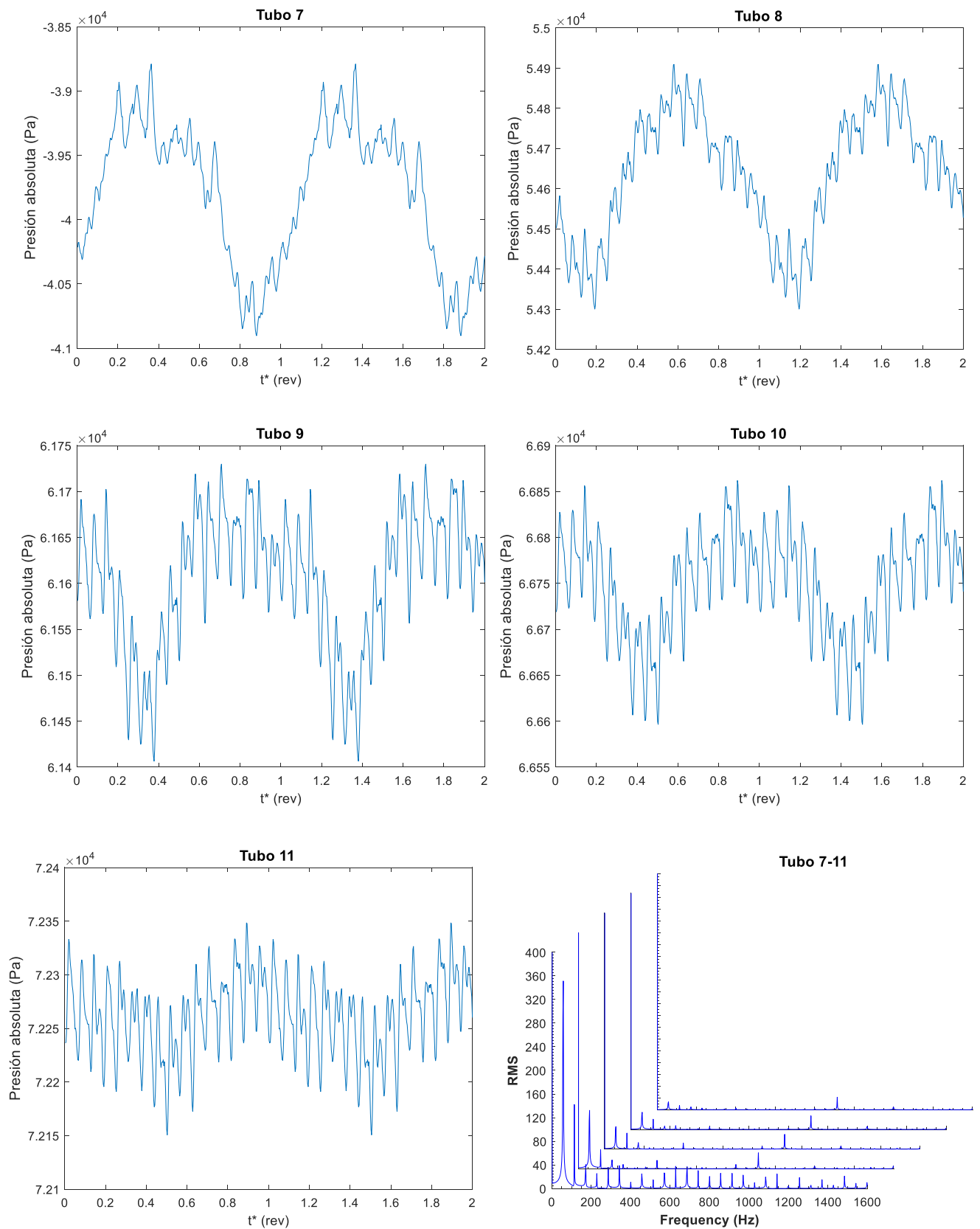


Figura B 9 Señales de presión y espectro de frecuencias en cascada monitores 7, 8, 9, 10 y 11 caso sin daños.

Anexo C. Señales de presión y espectros de frecuencias caso dañado pequeño

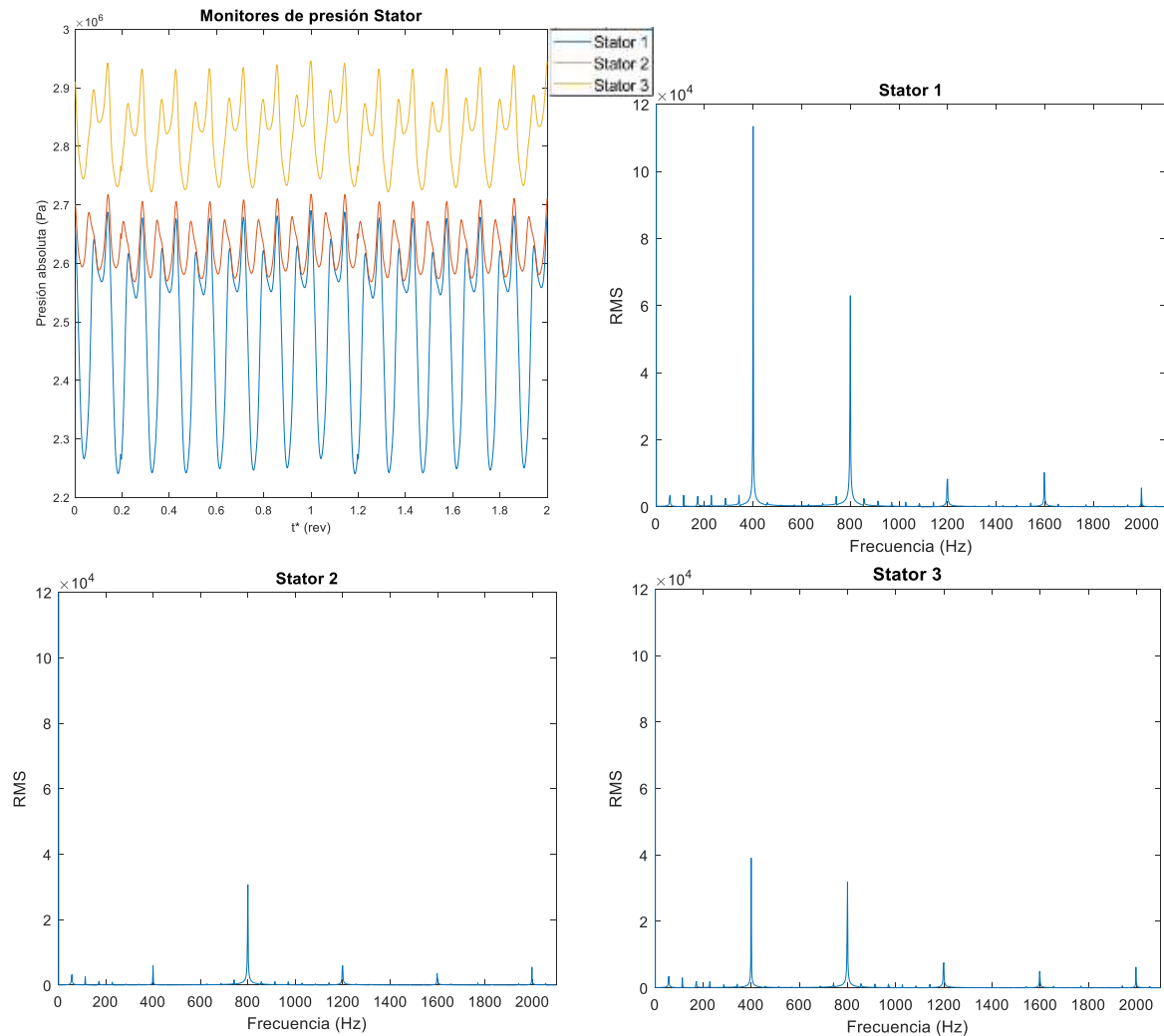


Figura C 1 Señales de presión y espectros de frecuencias Stator 1,2,3 caso dañado pequeño.

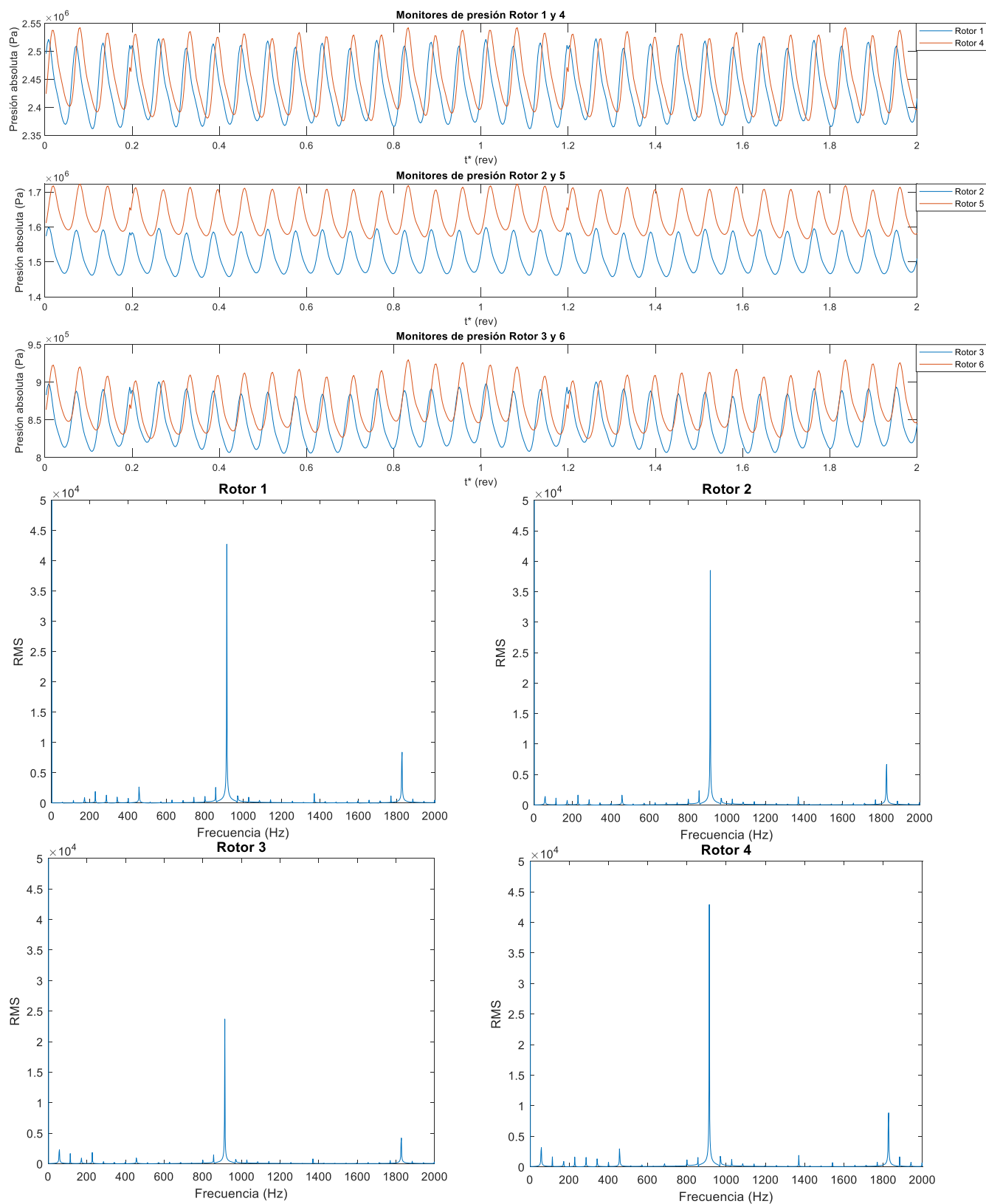


Figura C 2 Señales de presión y espectros de frecuencias Rotor caso dañado pequeño.

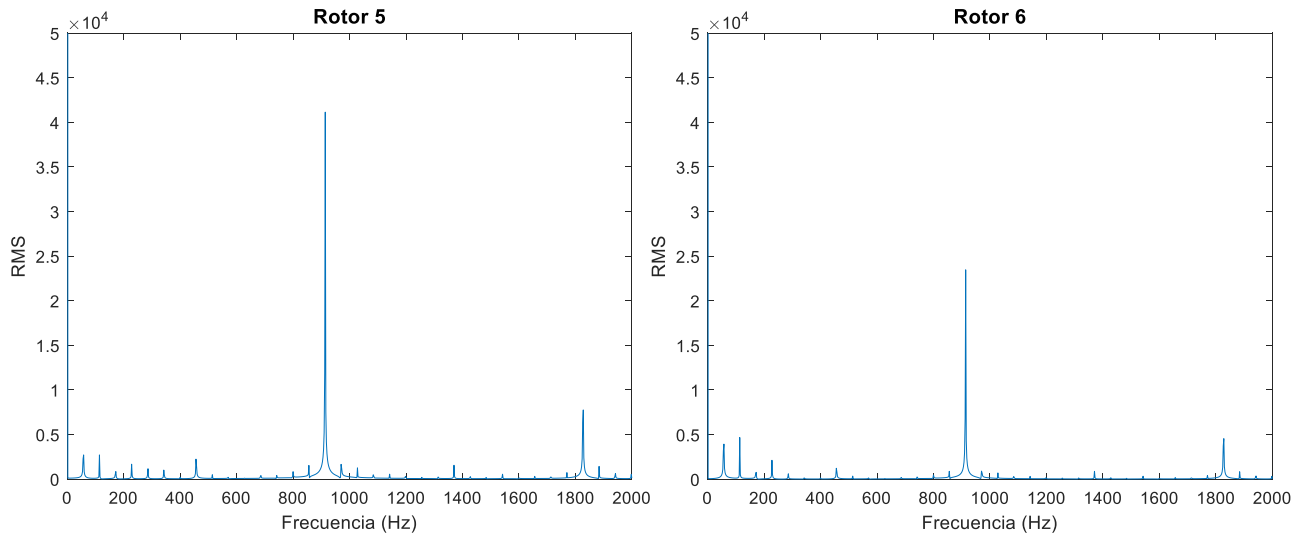


Figura C 3 Espectros de frecuencias Rotor caso dañado pequeño.

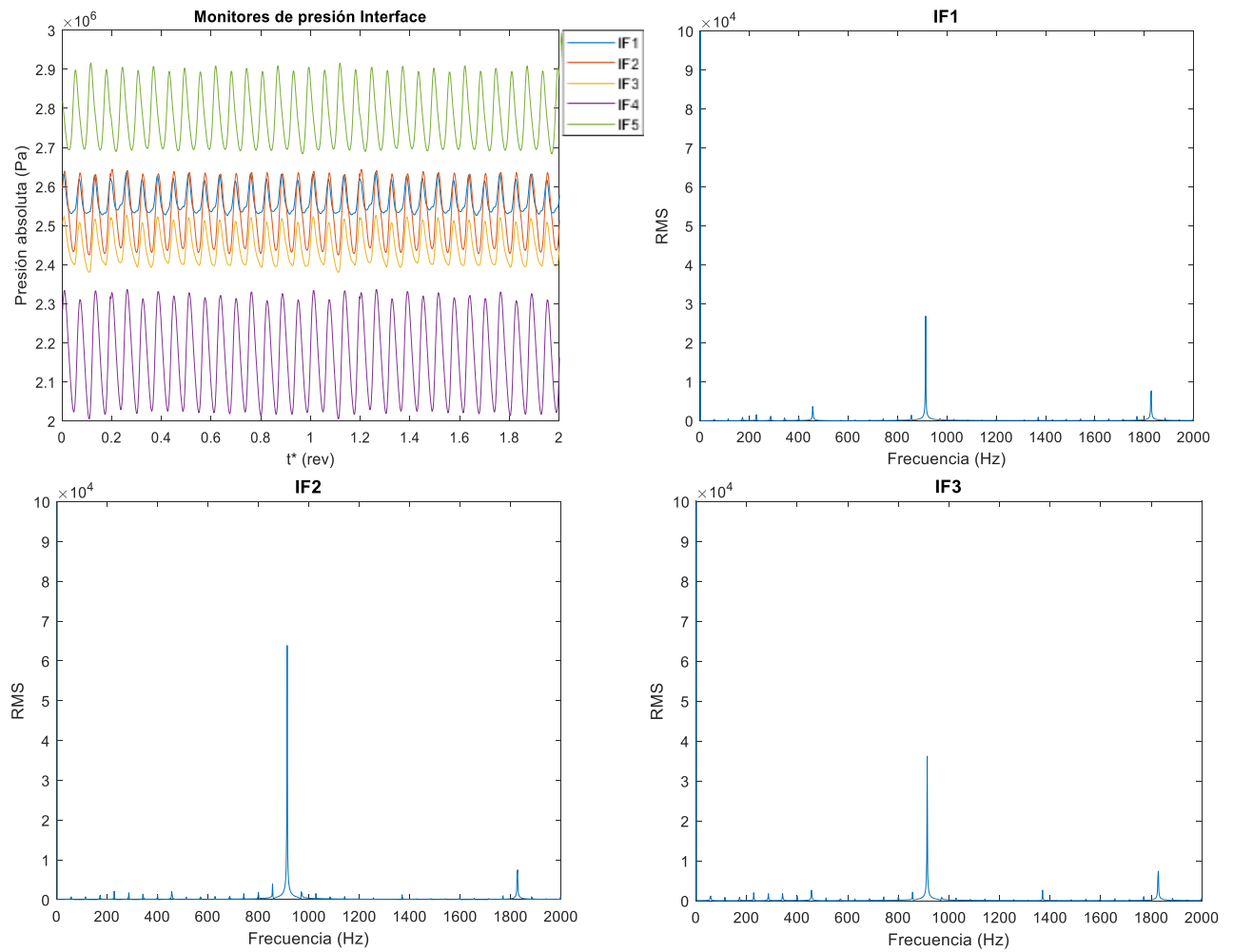


Figura C 4 Señales de presión y espectros de frecuencias Interface caso dañado pequeño.

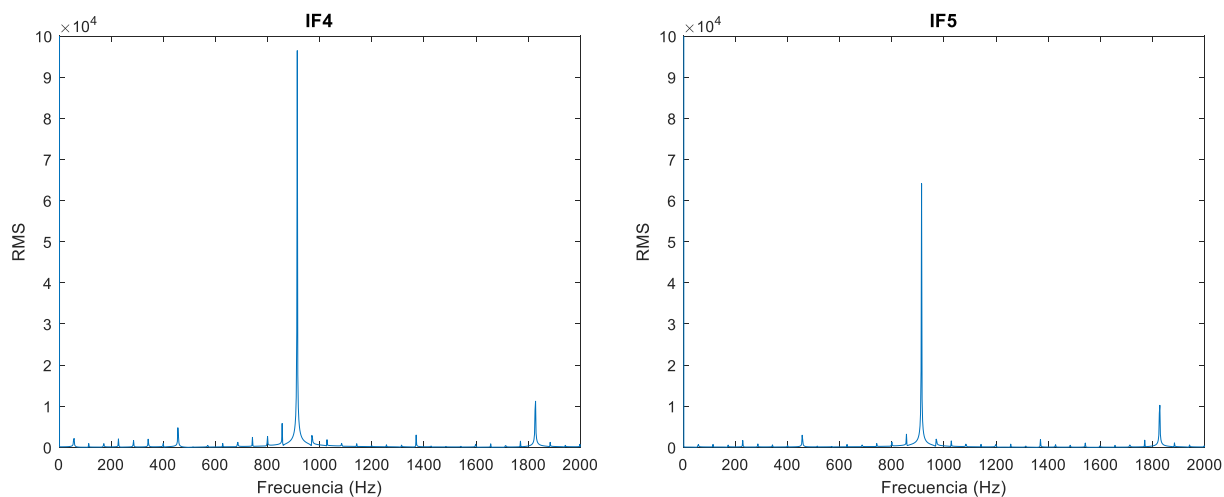


Figura C 5 Espectros de frecuencias Interface caso dañado pequeño.

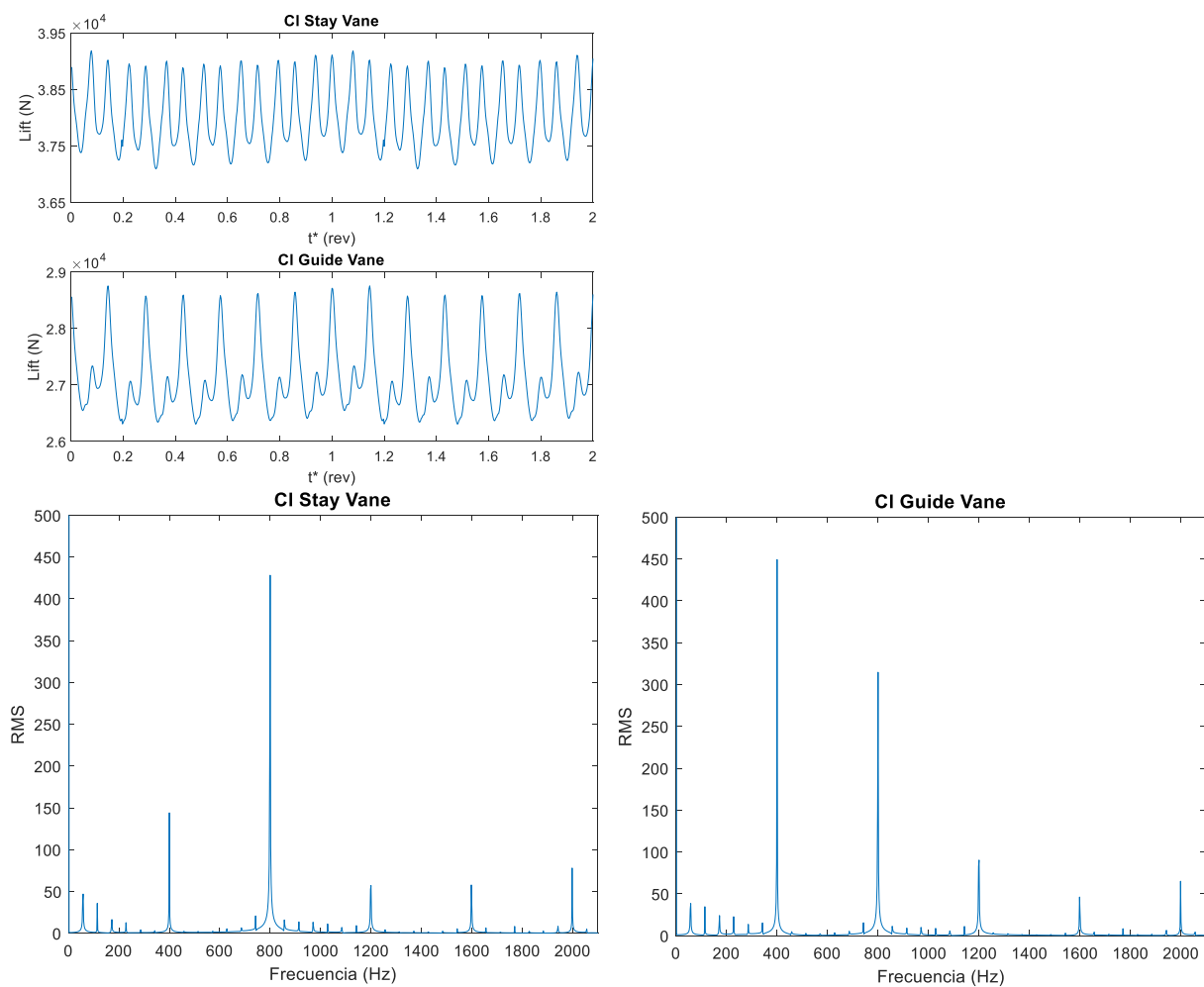


Figura C 6 Señales y espectros de frecuencias Lift SV y GV caso dañado pequeño.

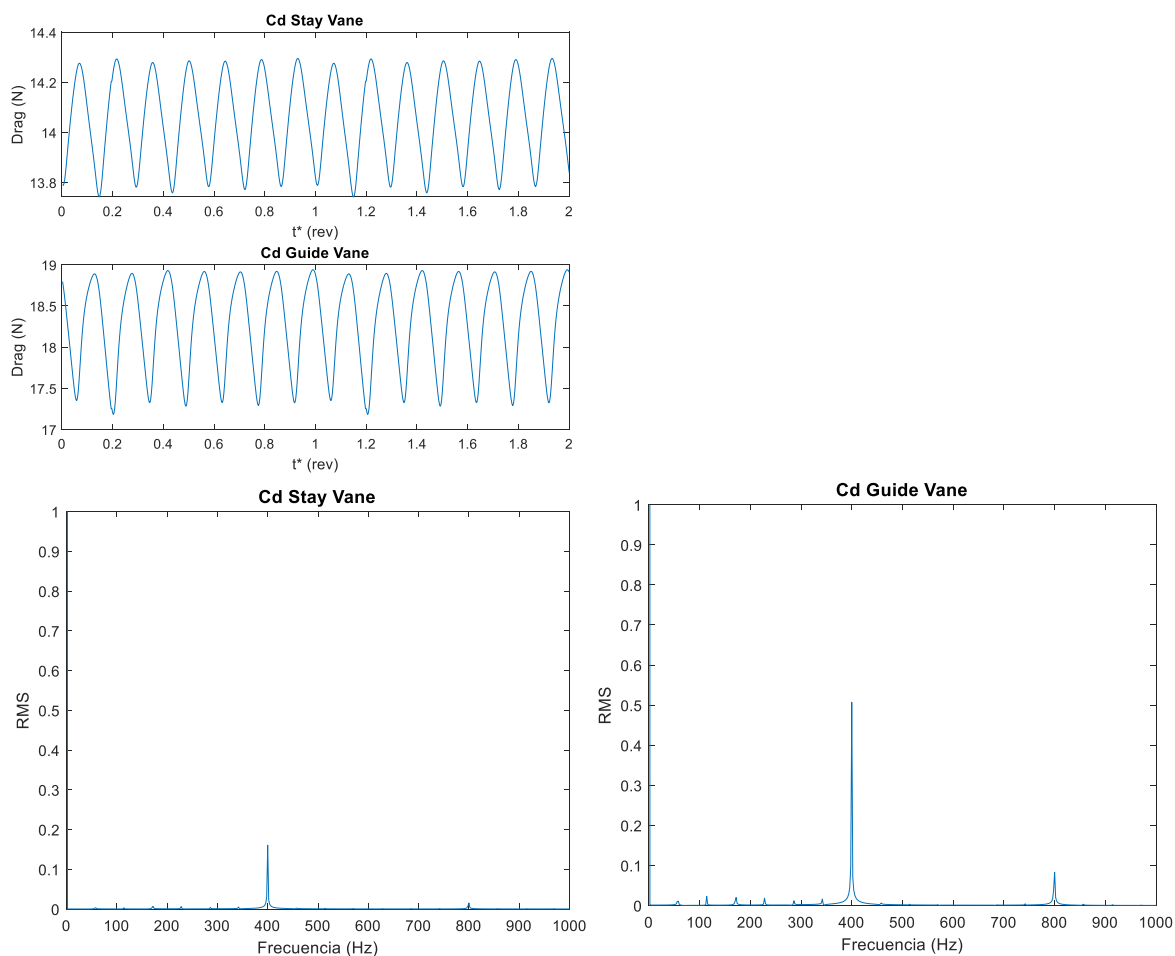


Figura C 7 Señales y espectros de frecuencias Drag SV y GV caso dañado pequeño.

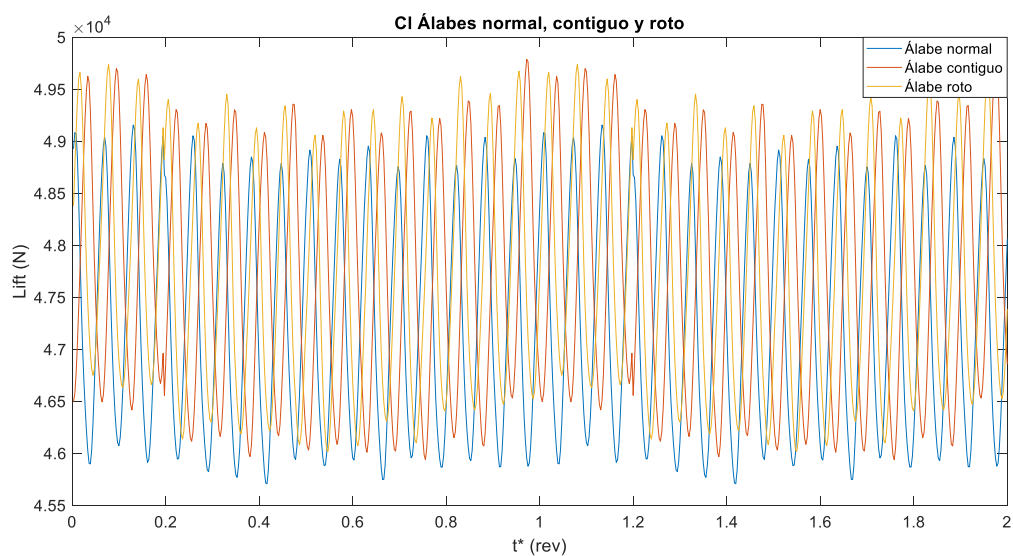


Figura C 8 Señales de Lift álabes del rodete caso dañado pequeño.

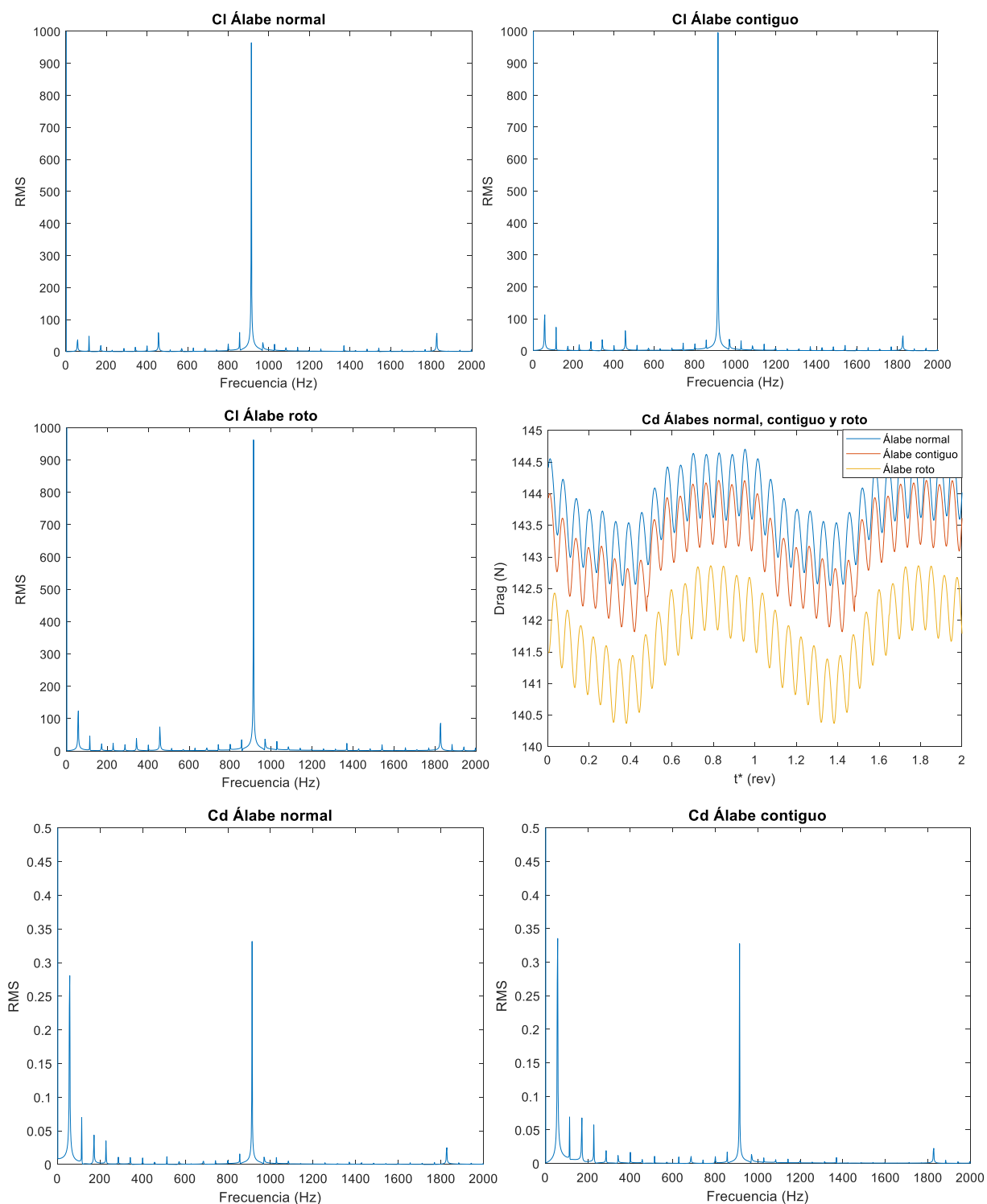


Figura C 9 Señales y espectros de frecuencias Lift y Drag álabes rodete caso dañado pequeño.

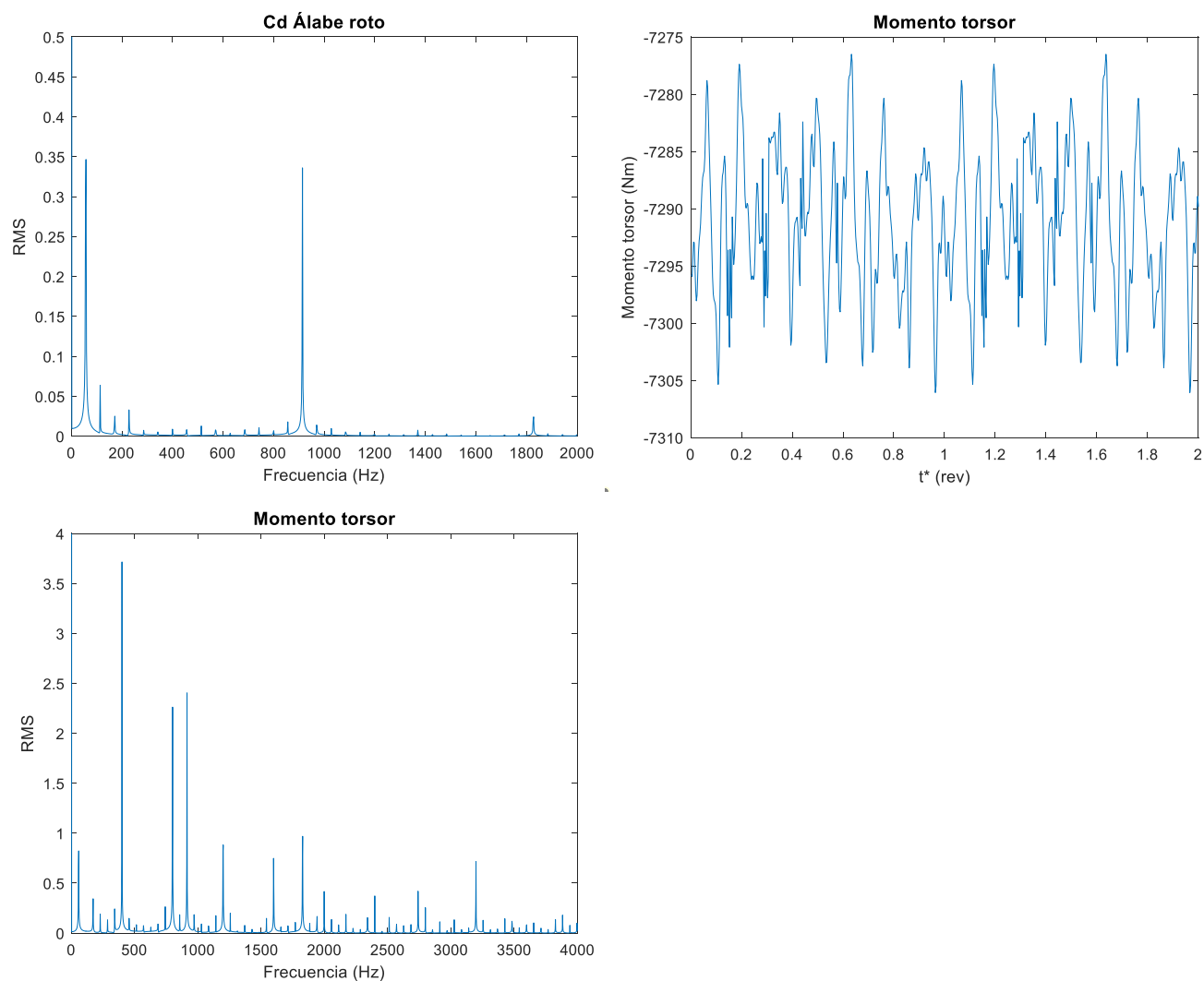


Figura C 10 Espectro de frecuencia coeficiente de Drag álabo roto y señal y espectro de frecuencias momento torsor.

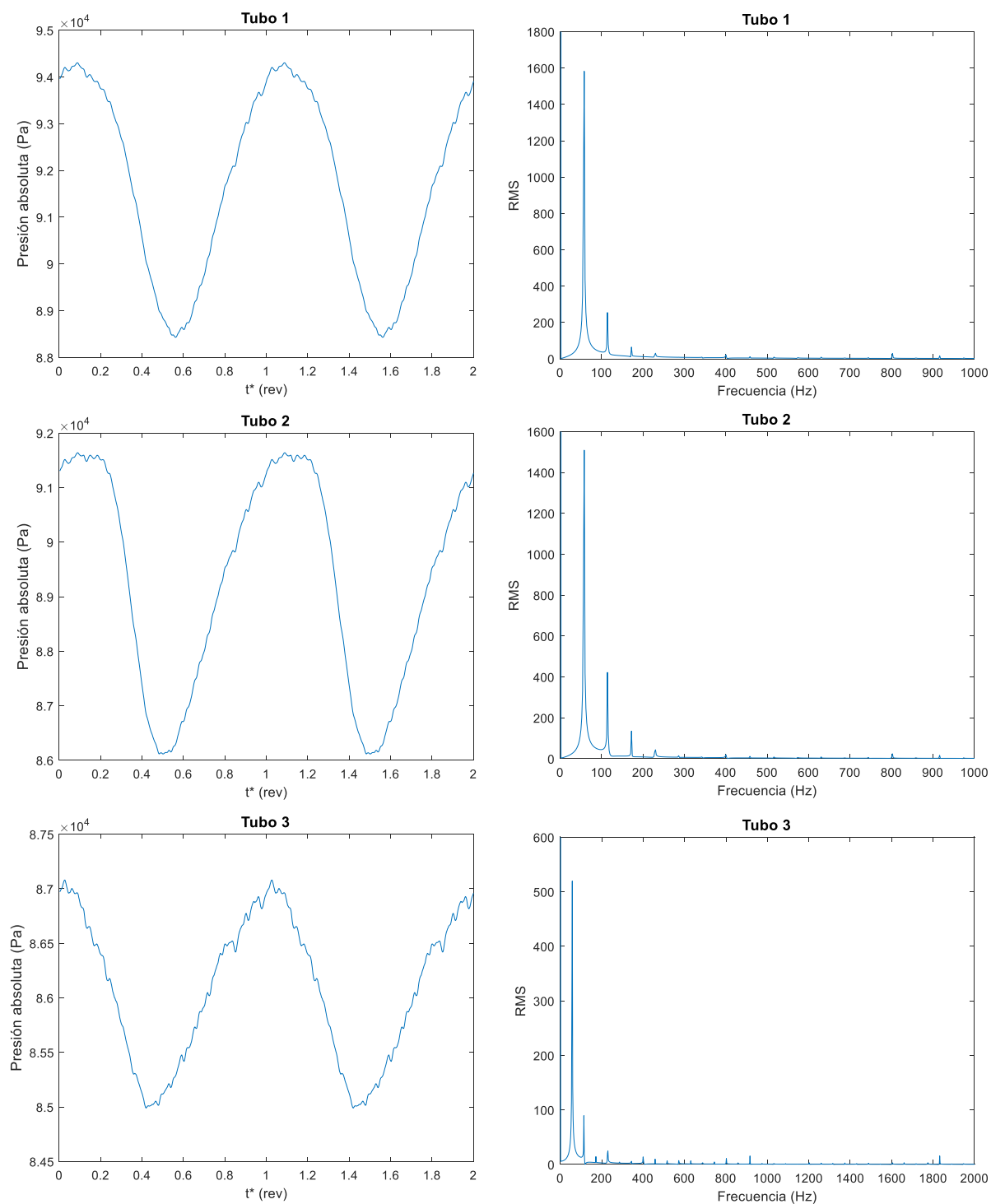


Figura C 11 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 1,2 y 3 caso dañado pequeño.

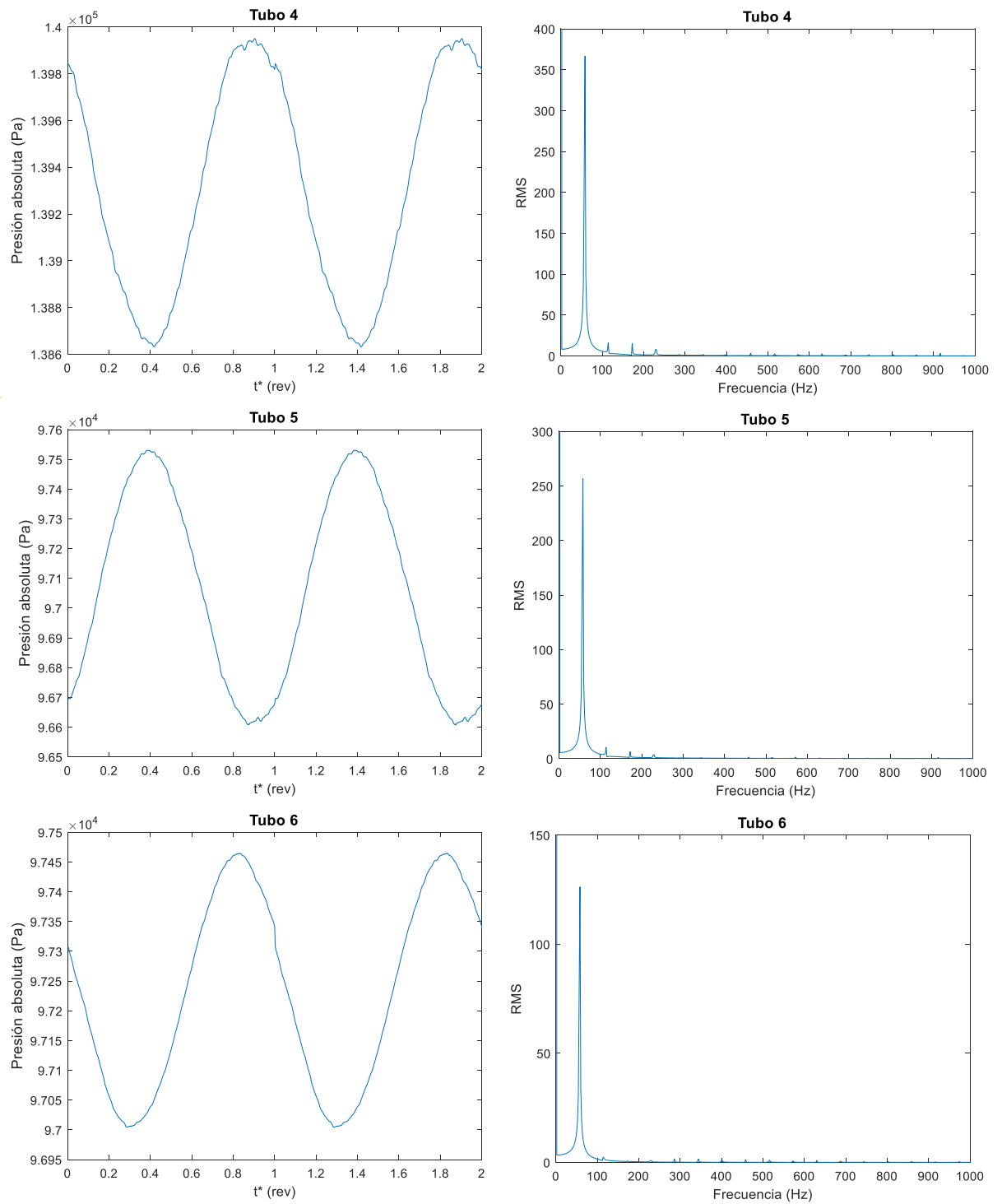


Figura C 12 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 4, 5 y 6 caso dañado pequeño.

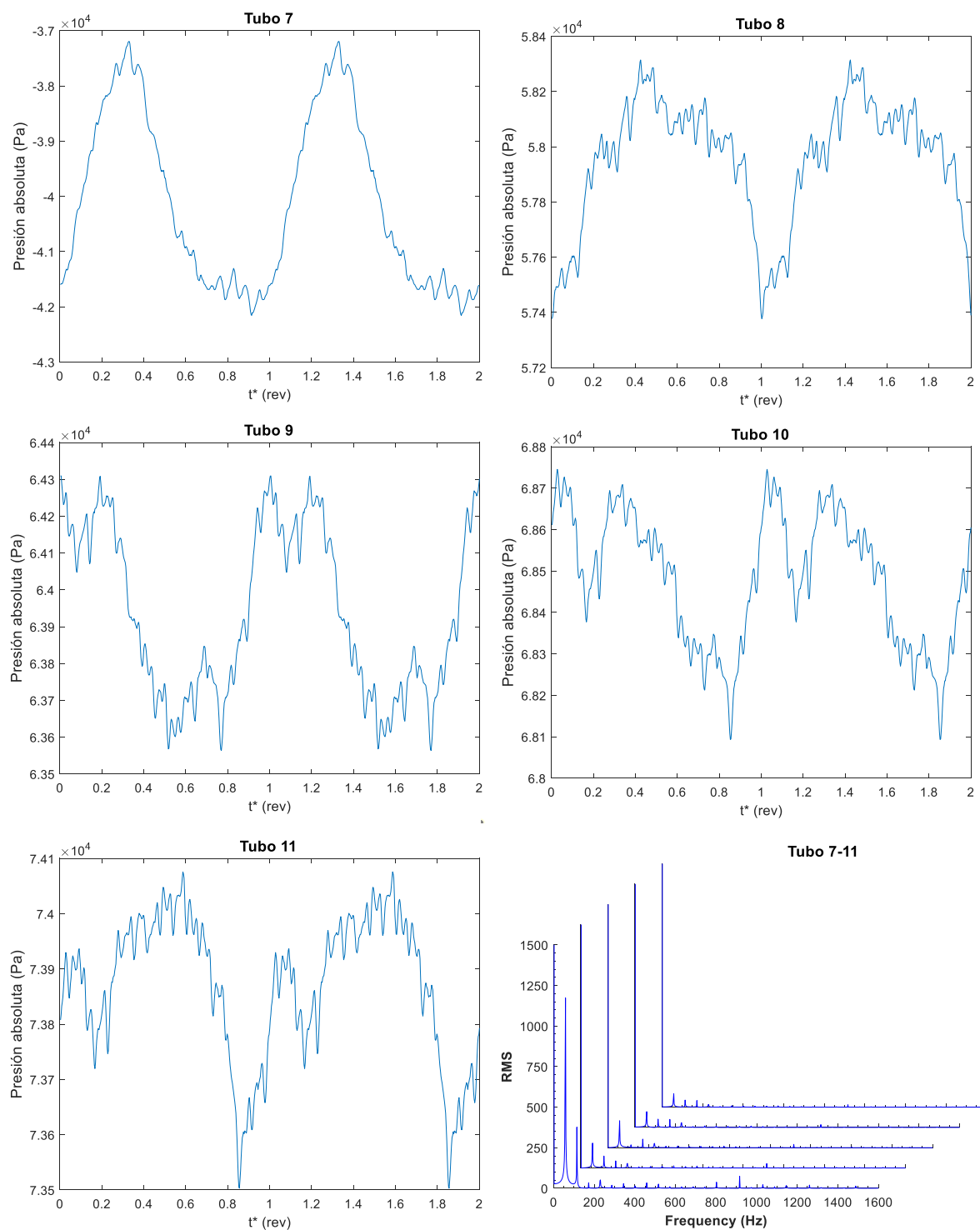


Figura C 13 Señales de presión y espectro de frecuencias en cascada monitores tubo 7, 8, 9, 10 y 11 caso dañado pequeño.

Anexo D. Señales de presión y espectros de frecuencias caso dañado grande.

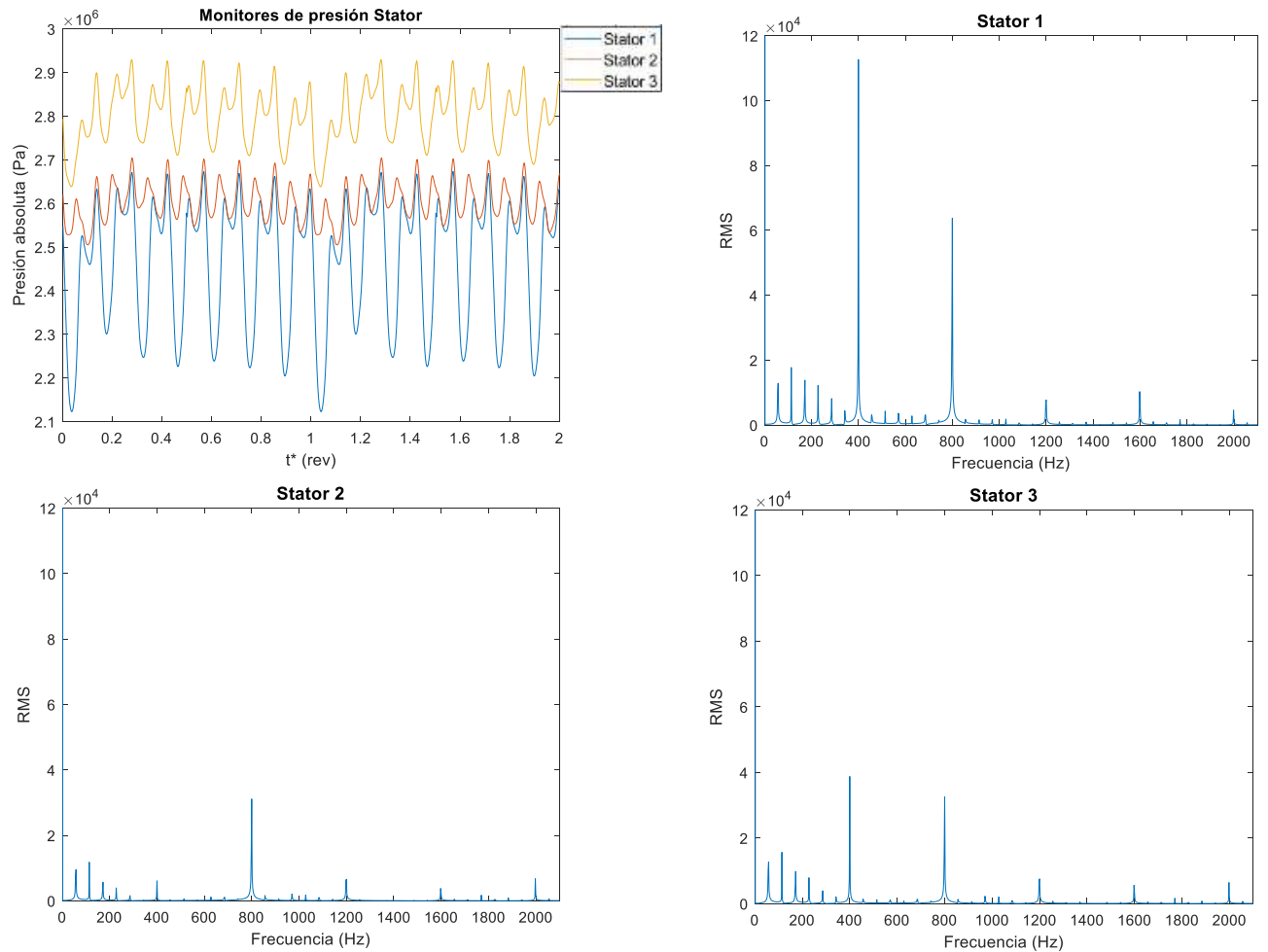


Figura D 1 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores Stator 1, 2 y 3 caso dañado grande.

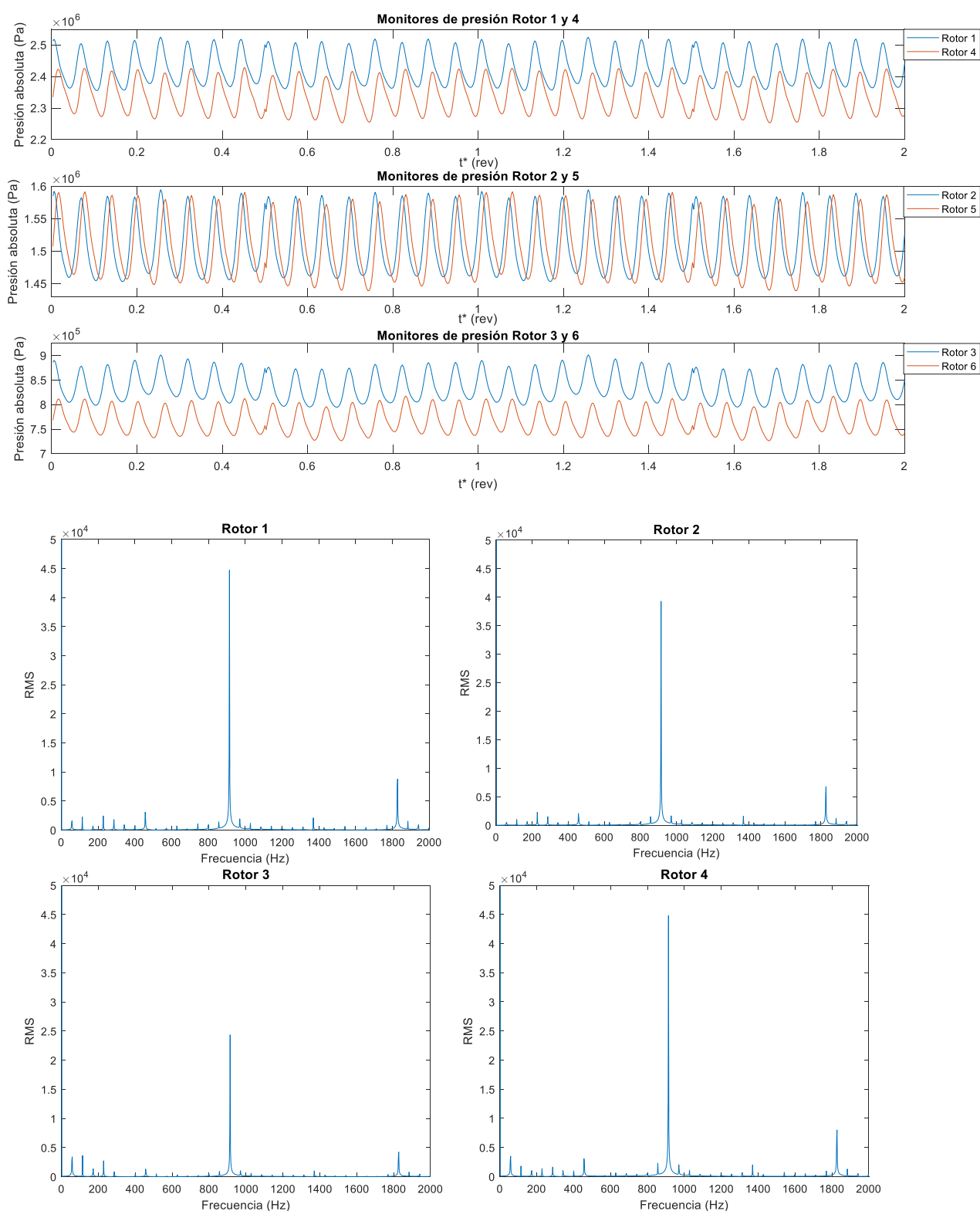


Figura D 2 Señales de presión monitores Rotor 1, 2, 3, 4, 5, y 6 y espectro de frecuencias Rotor 1, 2, 3 y 4 caso dañado grande.

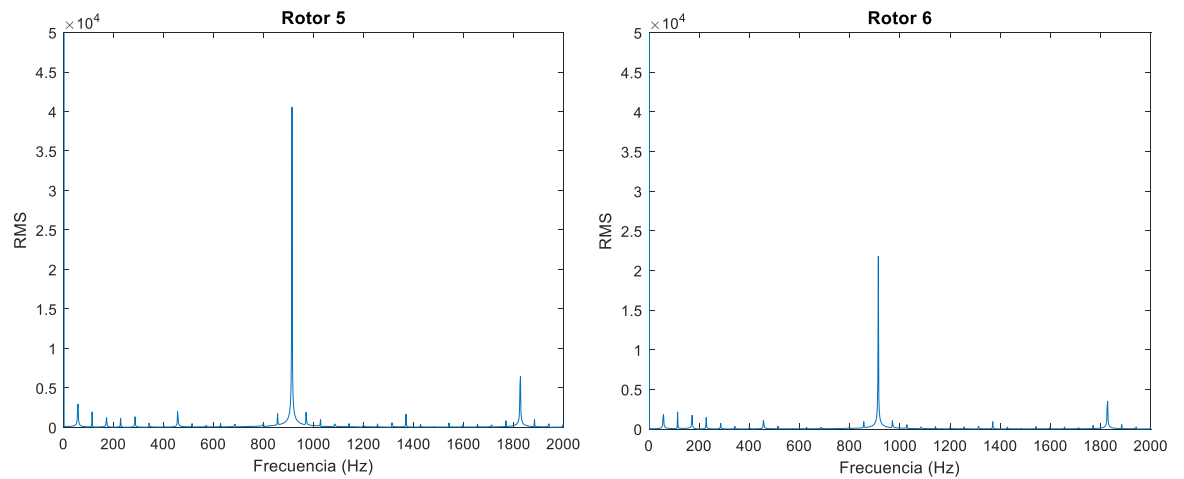


Figura D 3 Espectros de frecuencias monitores Rotor 5 y 6 caso dañado grande.

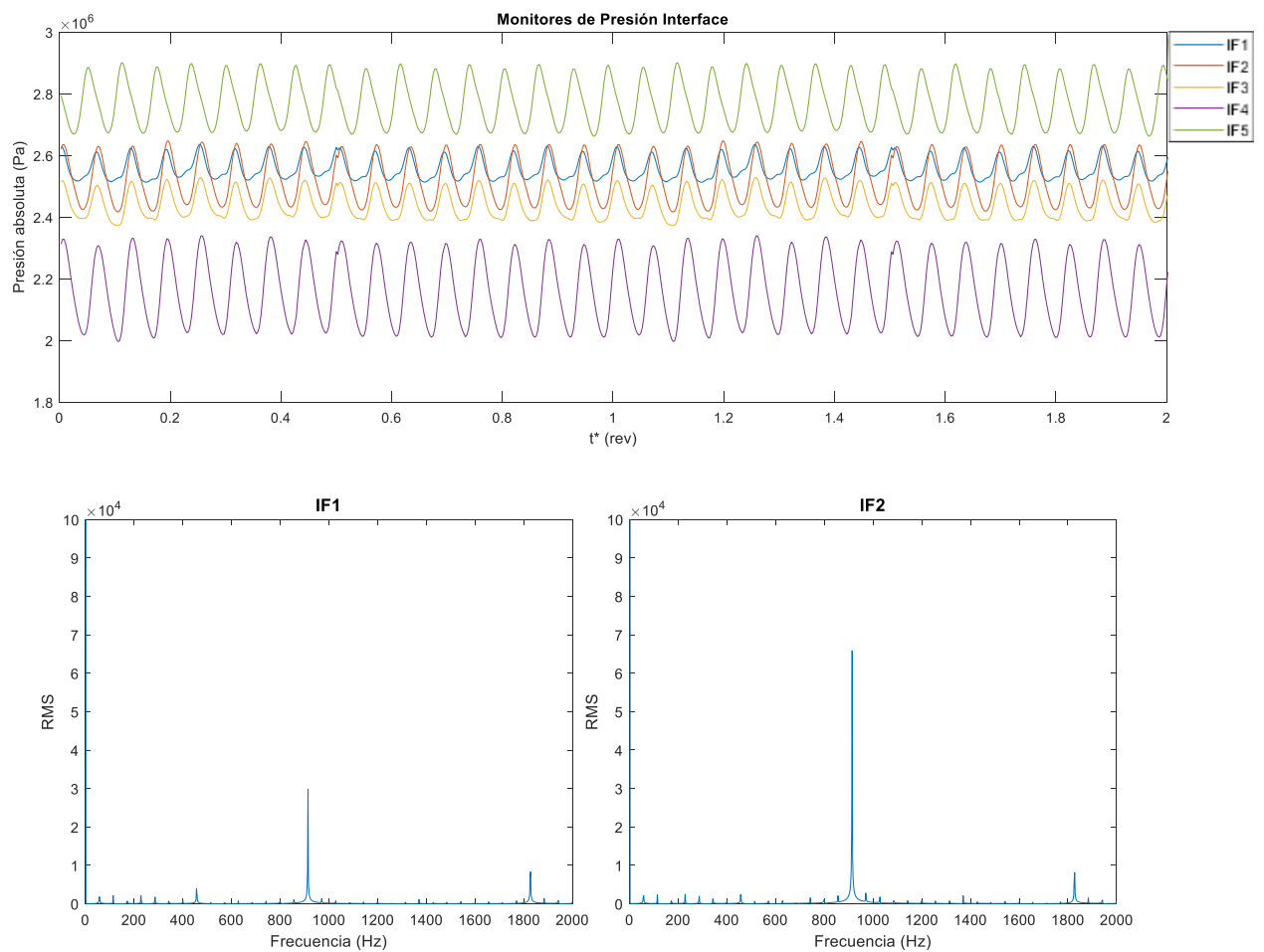


Figura D 4 Señales de presión monitores Interface 1, 2, 3, 4 y 5 y espectro de frecuencias Interface 1 y 2 caso dañado grande.

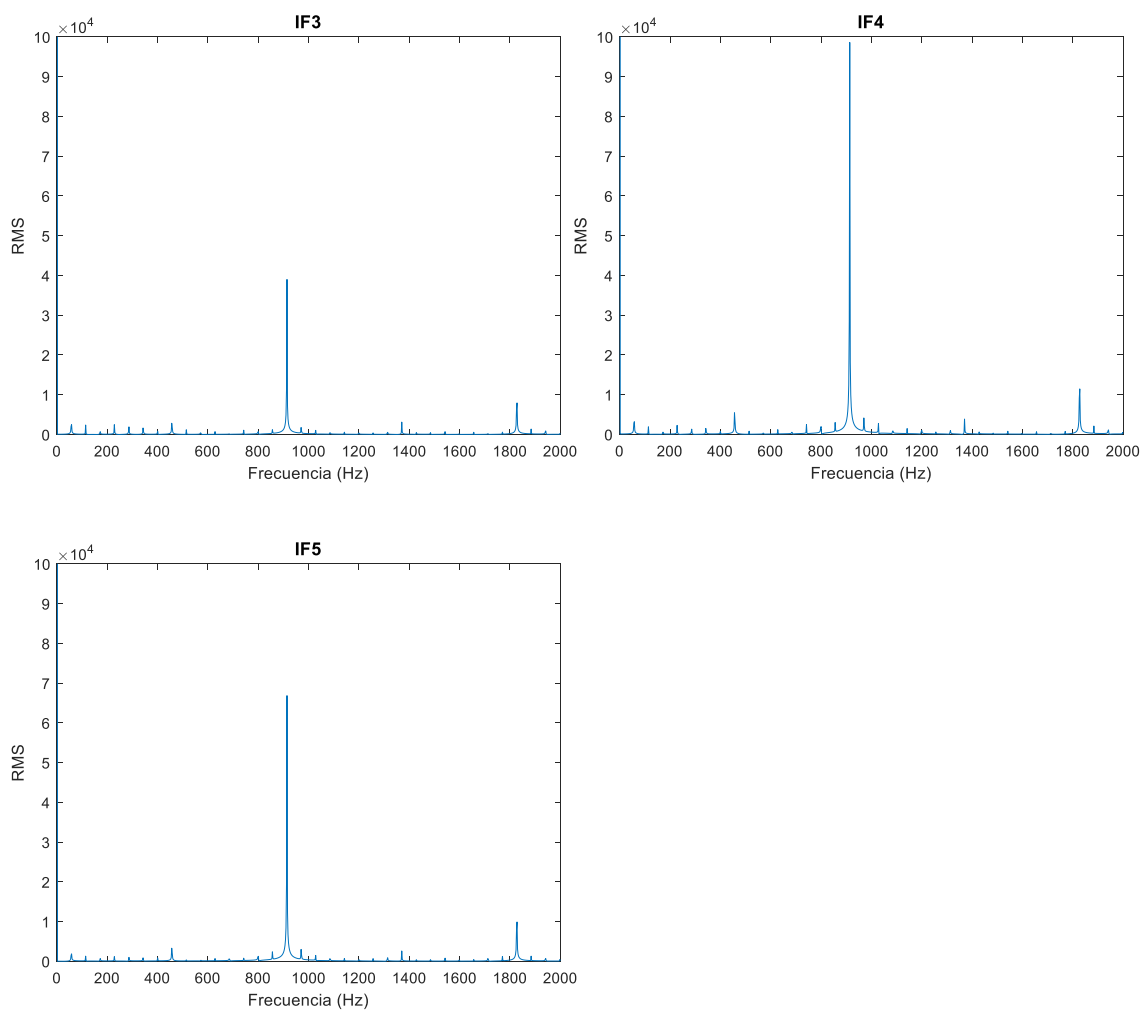


Figura D 5 Espectros de frecuencias monitores Interface 3, 4 y 5 caso dañado grande.

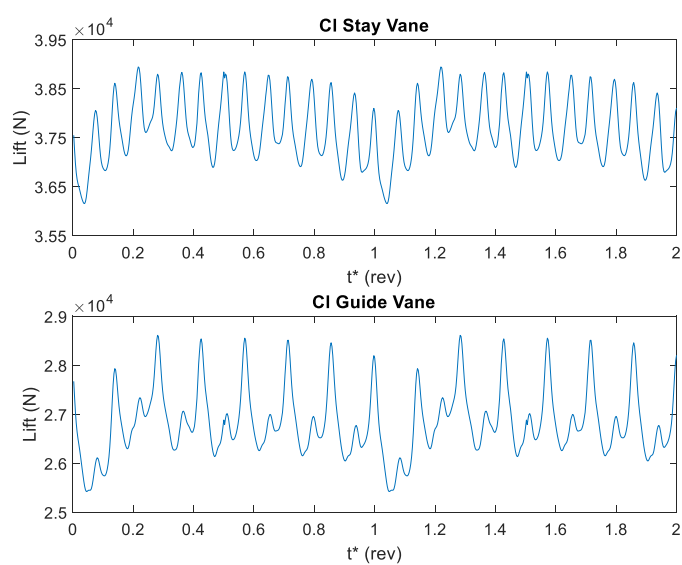


Figura D 6 Señales de Lift SV y GV caso dañado grande.

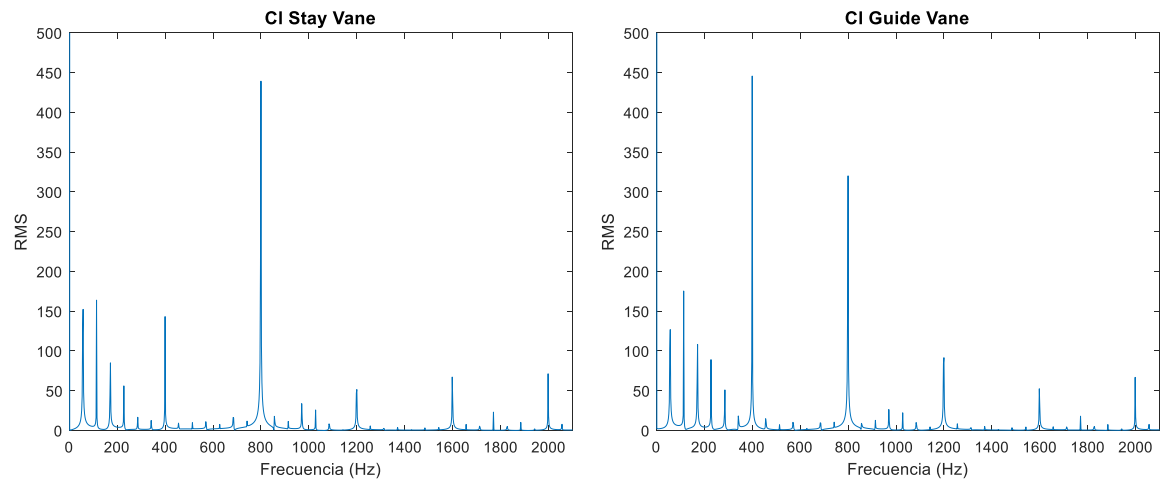


Figura D 7 Espectros de frecuencias Lift SV y GV dañado grande.

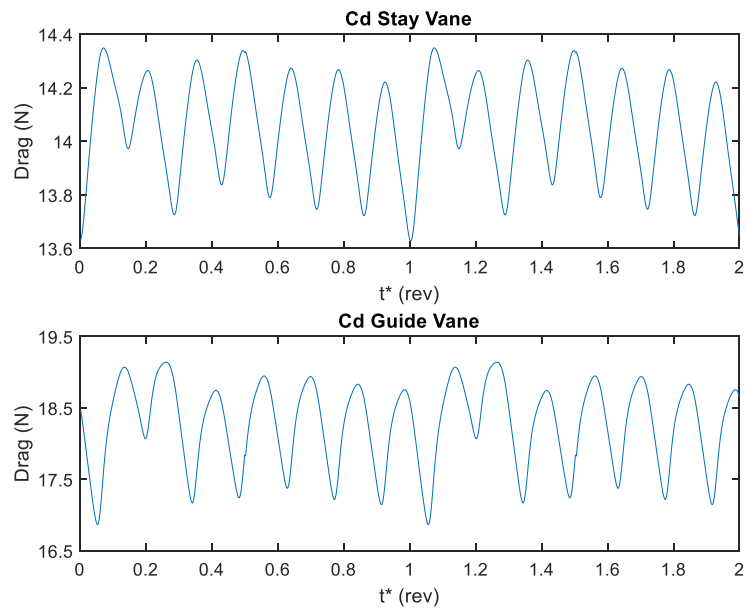


Figura D 8 Señales de Drag SV y GV caso dañado grande.

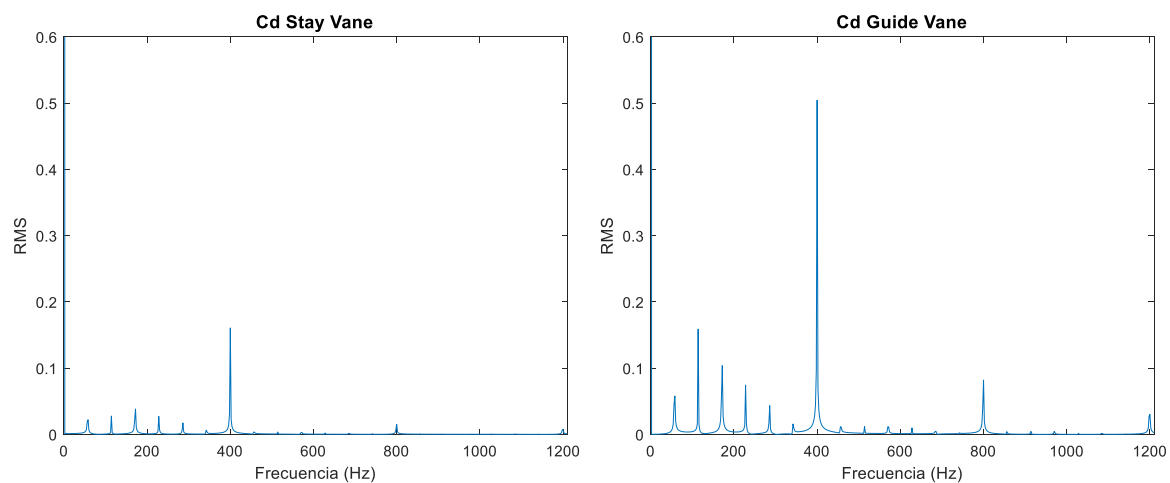


Figura D 9 Espectros de frecuencias Drag SV y GV caso dañado grande.

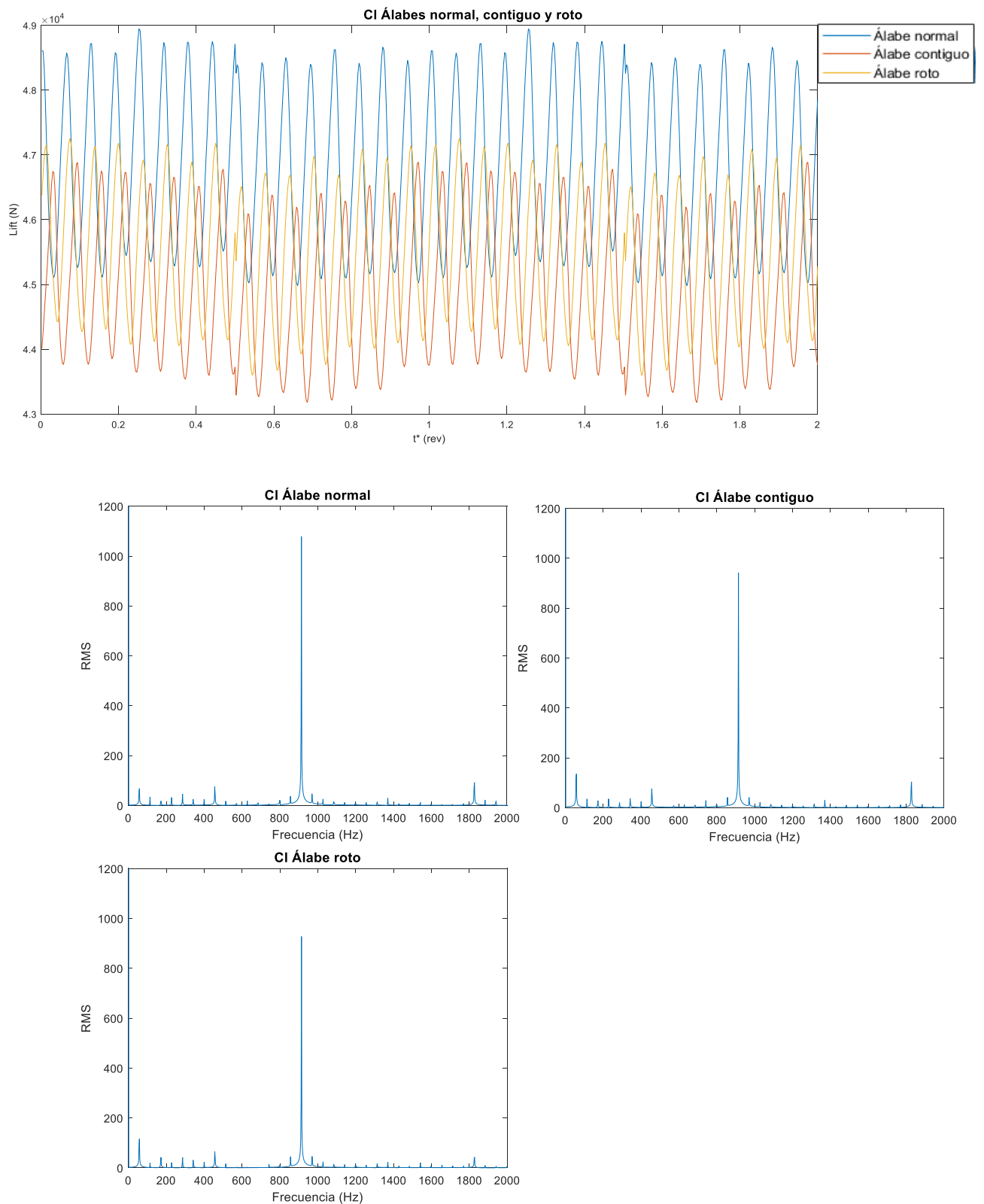


Figura D 10 Señales y espectro de frecuencias Lift álabe sin daños, contiguo y roto caso dañado grande.

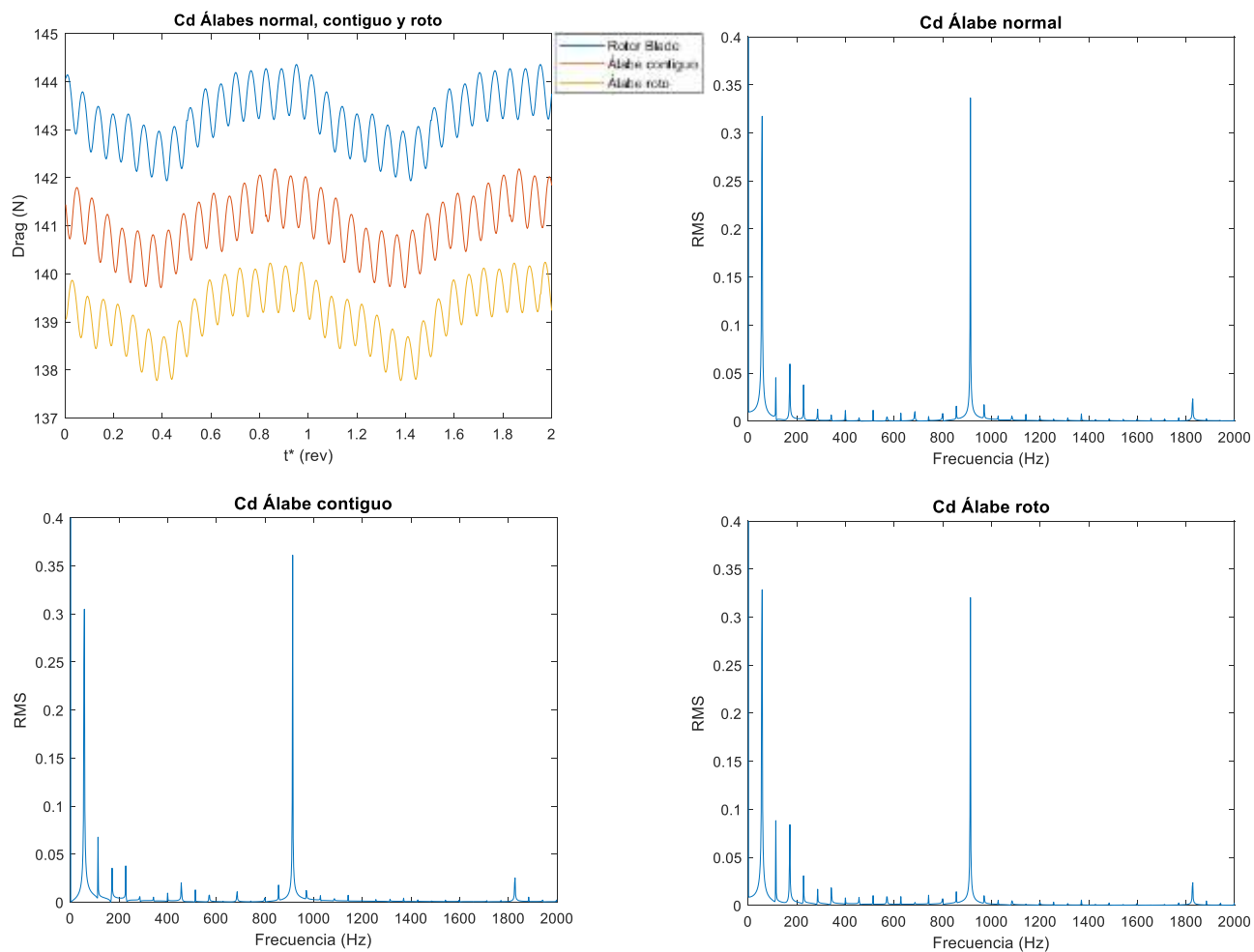


Figura D 11 Señales y espectro de frecuencias Drag álabe sin daños, contiguo y roto caso dañado grande.

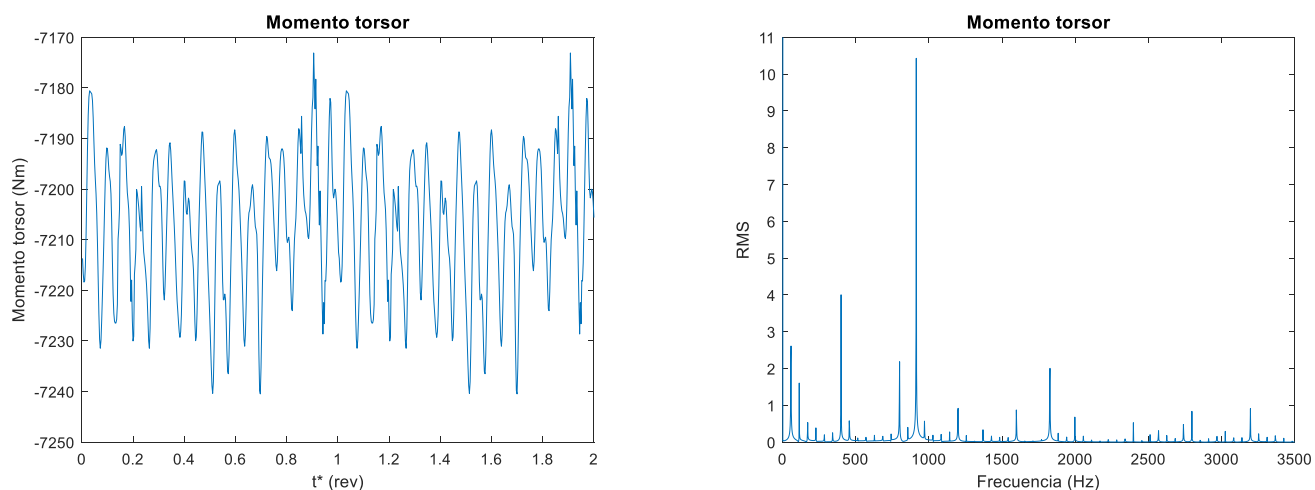


Figura D 12 Señal y espectro de frecuencias Momento Torsor caso dañado grande.

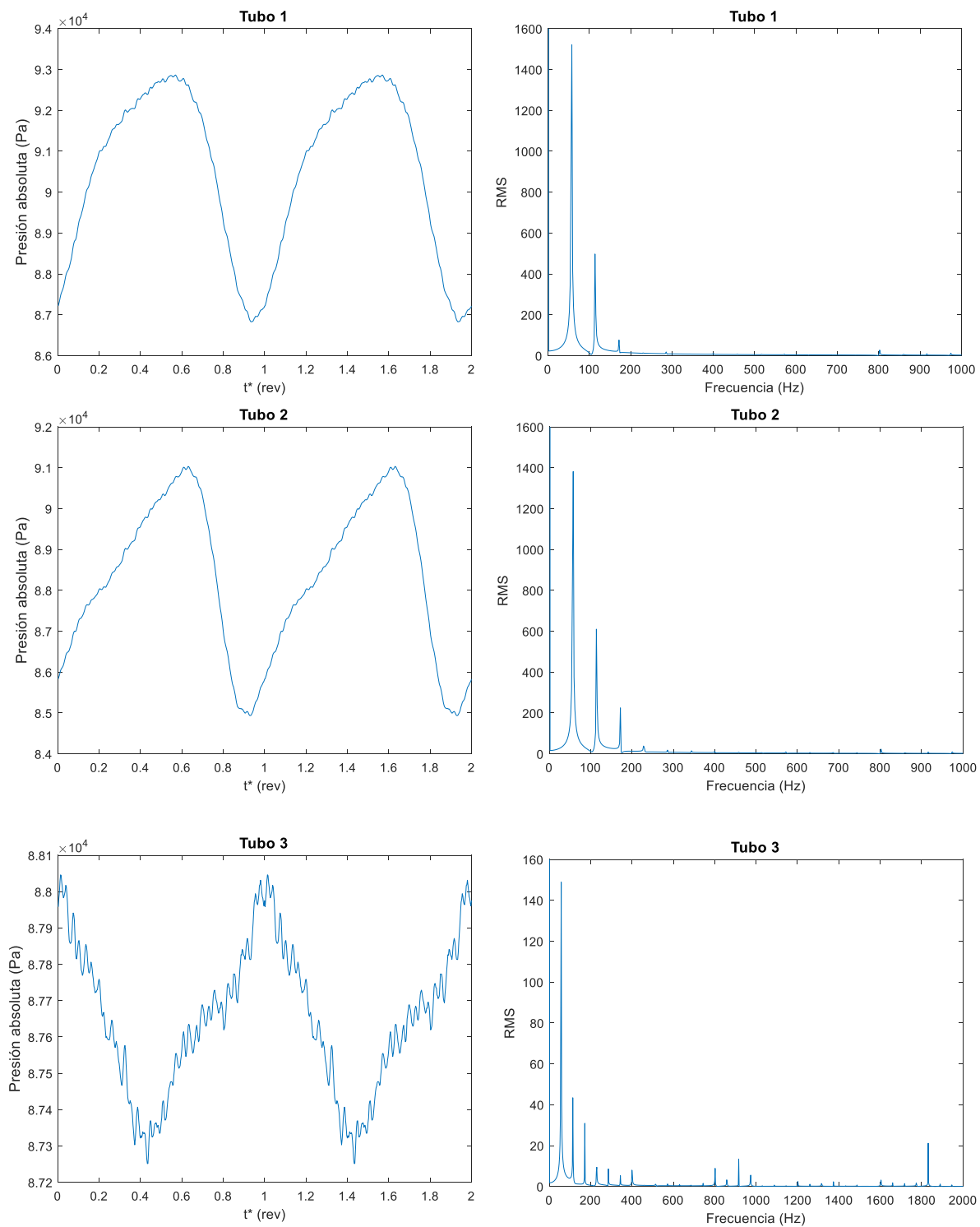


Figura D 13 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 1,2 y 3 caso dañado grande.

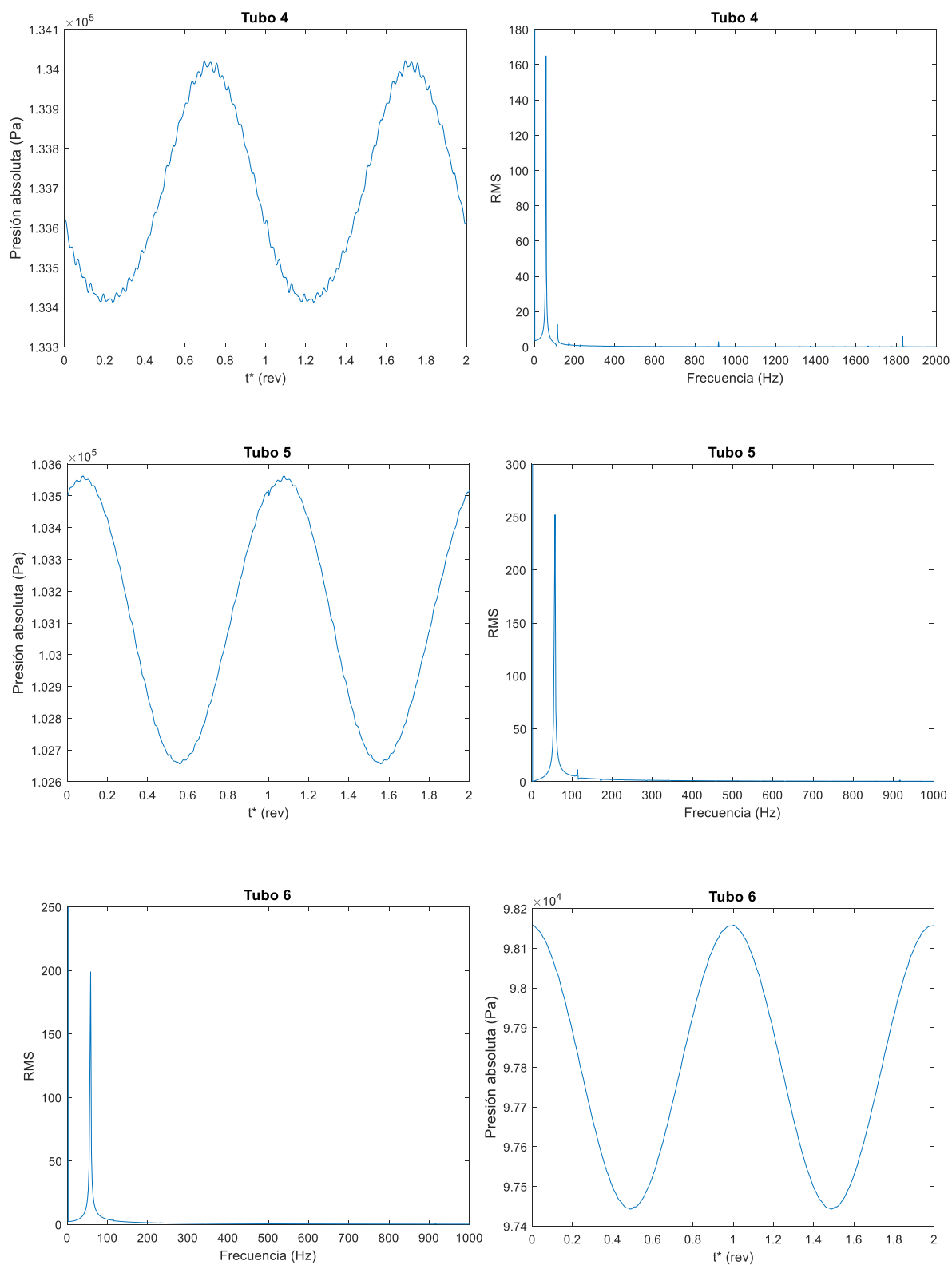


Figura D 14 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 4, 5 y 6 caso dañado grande.

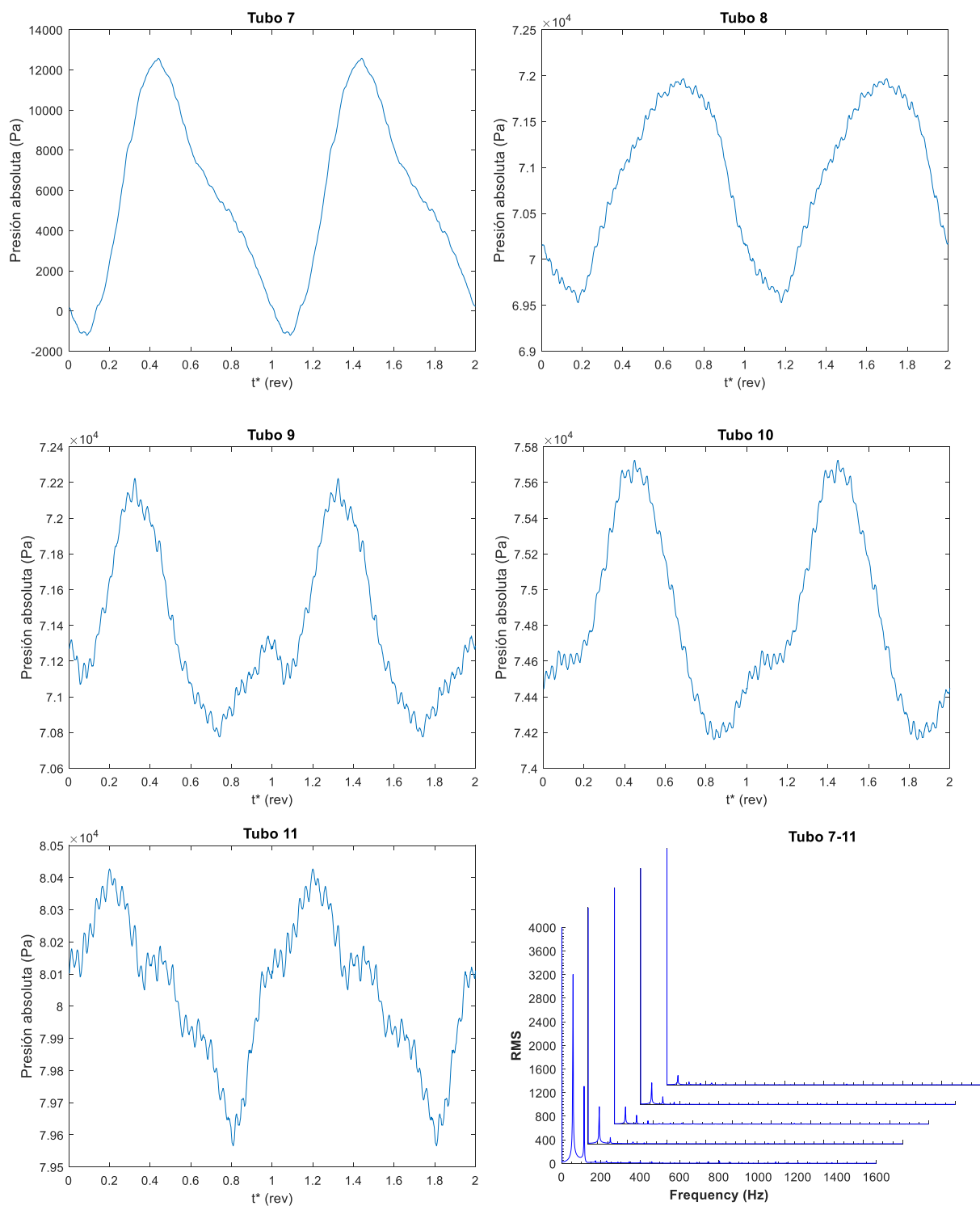


Figura D 15 Señales de presión y espectros de frecuencias monitores tubo 7, 8, 9, 10 y 11 caso dañado grande.